

# Forschungsbericht

---

**fml** • Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik • Technische Universität München  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. W. A. Günthner (Hrsg.)

Günthner • Fottner • Rong

## **Empirische Entwicklung von Kenngrößen zur Auslegung von Hochleistungs- Schneckenförderern für Schüttgut**

---

# **Abschlussbericht**

## **Empirische Entwicklung von Kenngrößen zur Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern für Schüttgut**

Dieses Vorhaben (Projekt-Nr. 12453 N/1) ist aus Mitteln des Bundesministerium für Wirtschaft über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) gefördert und im Auftrag des Forschungskuratoriums Maschinenbau e.V., Frankfurt, durchgeführt worden.

**Univ.-Prof. Dr.-Ing. Willibald A. Günthner (Herausgeber)**  
**Dipl.-Ing. Oliver Rong (Projektleitung)**  
**Dipl.-Ing. Johannes Fottner**

**fml** • Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik  
Technische Universität München  
Boltzmannstraße 15  
D-84758 Garching bei München



Lehrstuhl fml

12453 N/1

---

Name der Forschungsstelle(n)

---

AiF-Vorhaben-Nr. / GAG

---

01.05.2000 bis 30.04.2002

---

Bewilligungszeitraum

**Schlussbericht für den Zeitraum: 01.05.2000 bis 30.04.2002**

zu dem aus Haushaltsmitteln des BMWi über die



geförderten Forschungsvorhaben

Forschungsthema:

Empirische Entwicklung von Kenngrößen zur Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern für Schüttgut

Garching, 28.05.2002

---

Ort, Datum

---

Unterschrift der/des Projektleiter(s)



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
1.1	Ausgangssituation .....	1
1.2	Problemstellung.....	5
1.3	Lösungsansatz .....	8
1.4	Zielsetzung .....	10
1.5	Vorgehensweise .....	11
<b>2</b>	<b>EINSATZ UND ANWENDUNG VON HOCHLEISTUNGS- SCHNECKENFÖRDERERN.....</b>	<b>14</b>
2.1	Einsatzfelder.....	14
2.2	Anforderungen.....	16
2.2.1	Anforderungen der Betriebsparameter.....	16
2.2.2	Steuerungstechnische Anforderungen.....	17
2.3	Fazit aus den Praxisanforderungen.....	18
<b>3</b>	<b>STAND DER FORSCHUNG UND TECHNIK FÜR HOCHLEISTUNGS- SCHNECKENFÖRDERER .....</b>	<b>19</b>
<b>4</b>	<b>GRUNDLAGEN ZUR AUSLEGUNG VON HOCHLEISTUNGS- SCHNECKENFÖRDERERN.....</b>	<b>27</b>
4.1	Grundlagen des Schneckenförderers.....	27
4.2	Kinematik der Einzelkörperförderung .....	29
4.3	Mechanik von Schüttgütern .....	37
4.3.1	Fließeigenschaften .....	39
4.3.2	Spannungszustände .....	46
4.3.3	Wandreibung.....	51
<b>5</b>	<b>AUSLEGUNGSBERECHNUNG FÜR HOCHLEISTUNGS- SCHNECKENFÖRDERER .....</b>	<b>55</b>
5.1	Berechnung der Förderbewegung in horizontalen Schneckenförderern ....	56
5.2	Leistungsberechnung für horizontale und leicht geneigte Förderer.....	60

5.2.1	Ansatz und Rahmenbedingungen der Auslegung nach DIN 15262 .....	60
5.2.2	Probleme und Einschränkungen der Auslegung nach DIN .....	62
5.3	Berechnung der Förderbewegung in vertikalen Schneckenförderern.....	63
5.3.1	Berechnungsmodell für axialsymmetrische Schüttgutspannungen .....	64
5.3.2	Spannungsmodell für den vertikalen Schneckenförderer.....	70
5.3.3	Anpassung zur Berechnung der Förderung auf Schneckenwendeln ...	79
5.3.4	Gutverteilung und freie Gutoberfläche .....	81
5.3.5	Spannungsverhältnis $\lambda$ im drehbewegten System.....	84
5.3.6	Füllungskonfiguration und Gutbeladung.....	87
5.3.7	Modell zur Berechnung der Förderung auf der Schneckenwendel .....	90
5.3.8	Berechnung der Kräfte am Sektorelement.....	93
5.3.9	Kräftereduktion auf den Massenschwerpunkt des Sektorelements .....	96
5.3.10	Bewegungsgleichung für das Sektorelement .....	102
5.3.11	Volumen- und Massenstrom .....	105
5.4	Leistungsberechnung für vertikale Schneckenförderer .....	106
5.4.1	Grundlegende Ansätze.....	107
5.4.1.1	Analytischer Ansatz.....	108
5.4.1.2	Semi-analytischer Ansatz.....	111
5.4.1.3	Semi-empirischer Ansatz .....	112
5.4.1.4	Empirischer Ansatz .....	114
5.4.2	Bisher verfolgte Ansätze .....	115
5.4.2.1	Einzelkörpertheorie (Böttcher)(analytisch) .....	116
5.4.2.2	Analogie zur DIN (Gabler) (semi-analytisch).....	118
5.4.2.3	Integration von Randeffekten (Stahl) (semi-analytisch) .....	121
5.4.2.4	Integration von Einbauten und FE-Berechnung (Greinwald)(analytisch) .....	122
5.4.3	Probleme bei den bisherigen Auslegungsverfahren.....	124
<b>6</b>	<b>EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN .....</b>	<b>125</b>
6.1	Die Versuchsanlage .....	125
6.1.1	Anforderungen an eine Versuchsanlage .....	125
6.1.2	Aufbau der Versuchsanlage.....	128
6.1.3	Messtechnik .....	131
6.1.3.1	Messung des Massenstromes .....	131
6.1.3.2	Messung der Drehzahlen und der auftretenden Drehmomente .....	132

---

6.1.3.3	Messung des Füllungsgrades .....	134
6.2	Analyse und Auswahl der Schüttgüter.....	134
6.3	Versuchsdurchführung .....	143
6.4	Auswertung der Messdaten .....	149
6.5	Darstellungsarten der Messgrößen .....	153
6.6	Auswertung der Messergebnisse .....	157
6.6.1	Allgemeines.....	157
6.6.2	Schüttguteigenschaften und -kenngößen .....	157
6.6.3	Drehmomentverlauf während einer Messperiode .....	159
6.6.4	Auswertung Horizontalförderer.....	161
6.6.4.1	Betriebspunkte einer Versuchsreihe .....	161
6.6.4.2	Drehmoment über dem Füllungsgrad .....	162
6.6.4.3	Leistung über dem Füllungsgrad.....	163
6.6.4.4	Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad .....	164
6.6.4.5	Verschiebewiderstandsbeiwert $\lambda$ über dem Füllungsgrad.....	166
6.6.4.6	Verschiebewiderstandsbeiwert $\lambda$ über der Drehzahl .....	167
6.6.5	Auswertung Vertikalförderer.....	168
6.6.5.1	Betriebspunkte einer Versuchsreihe .....	168
6.6.5.2	Drehmoment über dem Füllungsgrad .....	169
6.6.5.3	Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad.....	170
6.6.5.4	Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad .....	171
6.7	Fazit der experimentellen Untersuchungen .....	172
<b>7</b>	<b>GRUNDLAGEN EINES SEMI-EMPIRISCHEN AUSLEGUNGSVERFAHRENS .....</b>	<b>173</b>
7.1	Grundlagen der Berechnung .....	173
7.2	Semi-empirische Auslegungsverfahren in der Technik .....	174
7.3	Horizontaler Hochleistungs-Schneckenförderer .....	175
7.3.1	Berechnung der Förderbewegung.....	176
7.3.1.1	Berechnung der axialen Vorschubgeschwindigkeit.....	178
7.3.1.2	Berechnung des Füllungsgrades .....	179
7.3.2	Leistungsberechnung.....	179
7.3.3	Erweiterungsbereich der DIN 15262 .....	181
7.3.4	Ähnlichkeitsgrößen und Einflussfaktoren .....	182

7.3.5	Spezifischer Leistungsbedarf .....	183
7.4	Vertikaler Hochleistungs-Schneckenförderer .....	185
7.4.1	Berechnung der Förderbewegung.....	185
7.4.2	Leistungsberechnung.....	187
7.4.2.1	Sensitivitätsanalyse der wichtigsten Einflussfaktoren .....	188
7.4.2.2	Untersuchung der geeigneten Bezugsgröße.....	189
7.4.2.3	Koppelbedingungen und Ähnlichkeiten.....	193
7.4.2.4	Rohrreibleistung.....	195
7.4.2.5	Berechnungsvorgang.....	198
7.4.2.6	Referenz-Kennfeld-Methode.....	200
7.4.3	Spezifischer Leistungsbedarf .....	200
7.5	Zusammenfassung.....	203
<b>8</b>	<b>AUSBLICK: REIN EMPIRISCHES AUSLEGUNGSVERFAHREN.....</b>	<b>205</b>
<b>9</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>208</b>
<b>10</b>	<b>FORMELZEICHEN .....</b>	<b>210</b>
<b>11</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS.....</b>	<b>213</b>
<b>ANHANG A: FUTTERKALK .....</b>	<b>222</b>	
A1 Futterkalk (horizontal).....	223	
A2 Futterkalk (vertikal) .....	226	
<b>ANHANG B: GERSTE .....</b>	<b>230</b>	
B1 Gerste (horizontal).....	231	
B2 Gerste (vertikal) .....	234	
<b>ANHANG C: HAFER.....</b>	<b>238</b>	
C1 Hafer (horizontal).....	239	
C2 Hafer (vertikal).....	242	

---

<b>ANHANG D: KOHLE</b> .....	<b>246</b>
D1 Kohle (horizontal) .....	247
D2 Kohle (vertikal) .....	250
<b>ANHANG E: KUNSTDÜNGER</b> .....	<b>254</b>
E1 Kunstdünger (horizontal) .....	255
E2 Kunstdünger (vertikal) .....	258
<b>ANHANG F: MAIS</b> .....	<b>262</b>
F1 Mais (horizontal) .....	263
F2 Mais (vertikal) .....	266
<b>ANHANG G: PET</b> .....	<b>270</b>
G1 PET (horizontal) .....	271
G2 PET (vertikal) .....	274
<b>ANHANG H: RAPS</b> .....	<b>278</b>
H1 Raps (horizontal) .....	279
H2 Raps (vertikal) .....	282
<b>ANHANG I: SAND</b> .....	<b>286</b>
I1 Sand (horizontal) .....	287
I2 Sand (vertikal).....	290
<b>ANHANG J: SCHWEFEL</b> .....	<b>294</b>
J1 Schwefel (horizontal).....	295
J2 Schwefel (vertikal).....	298
<b>ANHANG K: SOJASCHROT</b> .....	<b>302</b>
K1 Sojaschrot (horizontal).....	303
K2 Sojaschrot (vertikal).....	306

<b>ANHANG L: WEIZEN</b> .....	<b>310</b>
L1 Weizen (horizontal).....	311
L2 Weizen (vertikal).....	314

# Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1:	Schaufelradbagger aus dem Tagebau.....	1
Abb. 1.2:	Entladeterminale mit Portalkranen im Hafen Rotterdam.....	2
Abb. 1.3:	Schiffsentlader mit Hochleistungs-Schneckenförderer.....	3
Abb. 1.4:	Schematische Darstellung der Archimedischen Wasserschraube.....	4
Abb. 1.5:	Wendelförderer in der Entsorgungswirtschaft.....	4
Abb. 1.6:	Vorgehensweise und methodischer Aufbau der Arbeit zur Entwicklung einer Grundlage für ein semi-empirisches Auslegungsverfahren.....	13
Abb. 2.1:	Betonwerk mit geneigten Schnecken zur Bindemittelförderung und -dosierung.....	14
Abb. 2.2:	Mobiler Schiffsentlader zur Zemententladung aus Binnenschiffen.....	15
Abb. 3.1:	Die drei Bereiche der Förderung von Einzelkörpern in Schneckenförderern nach Böttcher.....	21
Abb. 3.2:	Mögliche Grenzkonturen in einem drehenden Topf.....	22
Abb. 3.3:	Schnitt durch die Schneckenkammer bei der Förderung eines Einzelkörpers a) und einer Schüttung b).....	22
Abb. 3.4:	Die vier möglichen Füllungskonfigurationen in der Schneckenkammer.....	23
Abb. 3.5:	Zwischenlager eines vertikalen Schneckenförderers.....	24
Abb. 4.1:	Darstellung der an einem freigeschnittenen Einzelkörper in der t,b- Ebene angreifenden Kräfte mit der Reibkraft $R_z$ zwischen Einzelkörper und Rohrwand, der Reibkraft $R_s$ zwischen Einzelkörper und Schneckenwendel sowie $G_t$ als Tangentialkomponente der Gewichtskraft.....	31
Abb. 4.2:	t,n,b-Koordinatensystem in einer um den Winkel $\beta$ geneigten Förderschnecke.....	31
Abb. 4.3:	Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke in der t,b-Ebene.....	34

Abb. 4.4:	Darstellung des Fließkriteriums nach Mohr-Coulomb für ein kohäsives (Volllinie) und ein kohäsionsloses (Strichlinie) Schüttgut ....	41
Abb. 4.5:	Fließorte und Fließkriterien .....	43
Abb. 4.6:	Geschwindigkeitsprofil $v(z)$ zwischen zwei schnell gegeneinander bewegten, rauhen, unendlich ausgedehnten Platten A und B .....	44
Abb. 4.7:	Geschwindigkeitsprofil $v_\phi(r)$ zwischen zwei gegeneinander bewegten, rauhen, unendlich ausgedehnten Zylindern A und B.....	44
Abb. 4.8:	Spannungen an einem prismatischen Schüttgutkörper und deren Darstellung im Mohrschen Spannungskreis .....	46
Abb. 4.9:	Aktiver bzw. passiver Rankinescher Bruchzustand, dargestellt am Beispiel eines in y-Richtung unendlich ausgedehnten Schüttgutquaders mit den Hauptspannungen $\sigma_2 = \sigma_v$ und $\sigma_1 = \sigma_h$ .....	47
Abb. 4.10:	Aktiver und passiver Zustand, dargestellt am Mohrschen Spannungskreis; Darstellung der Bruchebenen an zwei Schüttgutprismen .....	48
Abb. 4.11:	Dreiachsiger Spannungszustand für ein kohäsionsloses Gut .....	50
Abb. 4.12:	Wandfließort (WFO), dargestellt am Mohrschen Spannungskreis; passiver Spannungszustand mit $\sigma_r > \sigma_z$ .....	52
Abb. 4.13:	Wandfließort (WFO), dargestellt am Mohrschen Spannungskreis; aktiver Spannungszustand mit $\sigma_r < \sigma_z$ .....	53
Abb. 5.1:	Darstellung der Vertikalspannung $\sigma_z (r, z = 0)$ und der Radialspannung $\sigma_r(z)$ in Abhängigkeit der Wandschubspannungsrichtung in einem mit Schüttgut gefüllten Rohr .....	65
Abb. 5.2:	Spannungen an einer Scheibe der Dicke $dz$ unter Berücksichtigung der Bewegungsrichtung (Wirkrichtung der Wandschubspannung $\tau_w$ ) .....	66
Abb. 5.3:	Spannungen an einer Scheibe der Dicke $dz$ unter Berücksichtigung des Wandschubspannungsabbaus nach Walker [Wal-66] und der Bewegungsrichtung (Wirkrichtung der Wandschubspannung $\tau_w$ ); $\bar{\sigma}_z$ bezeichnet die mittlere Vertikalspannung (Strichpunktlinie).....	68

---

Abb. 5.4:	Schub- und Normalspannungen an einem differentiellen Volumenelement in einem Schüttgutbehälter.....	69
Abb. 5.5:	Wandschubspannungseinfluss unter dem Winkel $\alpha$ anhand der Krümmung der Gleitlinien in der Nähe einer rauen Wand.....	70
Abb. 5.6:	Gegenüberstellung von angenommenem (a) und beobachtetem (b) Konturverlauf in einer Schneckenkammer bei ungestörter Förderung.....	71
Abb. 5.7:	Darstellung eines schraubenförmigen Schüttgutkörpers und eines Ringkörpers gleicher Fläche und gleicher Oberflächenkontur im Achsschnitt.....	72
Abb. 5.8:	Darstellung der Zonen I und II nach [Grei-94] im Schneckenförderer; $r_x(z)$ bezeichnet den Trennradius zwischen der wandschubspannungsfreien Zone I und der wandschubspannungsbehafteten Zone II .....	75
Abb. 5.9:	Spannungen an einer Scheibe der Dicke $dz$ unter Berücksichtigung des Wandschubspannungsabbaus.....	76
Abb. 5.10:	Mögliche Grenzkonturen in einem drehenden Topf, abhängig von der Art der Konturerzeugung; der Pfeil symbolisiert hier die „Verteilungsrichtung“ des Schüttgutes im Topf .....	82
Abb. 5.11:	Darstellung eines Sektorelementes mit der Breite $d\varphi$ , der Dicke $dr$ und der Höhe $k(r)$ in einem drehbewegten Topf sowie der am Sektorelement angreifenden Kräfte $F_r$ in radialer und $F_z$ in vertikaler Richtung.....	83
Abb. 5.12:	Abweichungen von der geometrischen Idealform und dadurch veränderliche Kanalbreite $B(\varphi)$ a) Linearitätstoleranz des Außenrohres b) Unrundheit des Schneckenrohres c) Exzentrizität der Schneckenwelle .....	86
Abb. 5.13:	Füllungskonfigurationen im senkrechten Schneckenförderer .....	88
Abb. 5.14:	Radiale Verschiebung des äußersten Schnittufers .....	92
Abb. 5.15:	Reduktion der Kraft $R_j$ von $r_j$ auf $r_m$ an einem Element; es gilt: $r_j > r_m$ .....	98

Abb. 5.16:	Reduktion der Kraft $R_j$ von $r_j$ auf $r_m$ an einem Element; es gilt: $r_j < r_m$ .....	100
Abb. 5.17:	Reduktion der Kraft $R_j$ von $r_j$ auf $r_m$ am äußersten Element; es gilt: $r_j > r_m$ ; Wirkrichtung von $R_j$ entspricht dem Förderwinkel .....	101
Abb. 5.18:	Analytisch berechenbare Leistungsanteile .....	107
Abb. 5.19:	Mögliche Vorgehensweisen bei der Leistungsberechnung .....	108
Abb. 5.20:	Darstellung der Vorgänge in der Spaltzone.....	110
Abb. 5.21:	Semi-analytischer Ansatz nach Gabler .....	111
Abb. 5.22:	Grundkonzept des semi-empirischen Auslegungsverfahrens .....	113
Abb. 5.23:	Ansatz eines empirischen Auslegungsverfahrens.....	115
Abb. 5.24:	Konturverlauf der Schüttgutfüllung im Bereich vor, während und nach der Wendeltrennung [Grei-94].....	123
Abb. 6.1:	Versuchsanlage für Hochleistungs-Schneckenförderer .....	129
Abb. 6.2:	Prallplattenwaage der Fa. Rembe.....	132
Abb. 6.3:	Drehzahl- und Drehmomentmessung der Förderer.....	133
Abb. 6.4:	Darstellung des Böschungswinkels $\alpha$ einer Schüttung.....	137
Abb. 6.5:	Versuchsvorrichtung zur Bestimmung des Böschungswinkels nach DIN .....	138
Abb. 6.6:	Gerät für die fraktionierte Korngrößenanalyse (Schwingsieb- Analyse) .....	139
Abb. 6.7:	Einstellparameter am Versuchsstand.....	147
Abb. 6.8:	Vorgehen zur Kennfelderzeugung.....	148
Abb. 6.9:	Bildschirmdarstellung der Messwerverfassung .....	150
Abb. 6.10:	Datenfluss der Messwertverarbeitung .....	152
Abb. 6.11:	Betriebsparameter und Messgrößen.....	153
Abb. 6.12:	Abhängigkeiten der Betriebsparameter und Messgrößen .....	154
Abb. 6.13:	Dreidimensionale Darstellung der Betriebsparameter und Messgrößen .....	154
Abb. 6.14:	Korngrößenanalyse Weizen.....	158

---

Abb. 6.15:	Drehmomentverlauf über der Zeit, Fördergut Weizen.....	159
Abb. 6.16:	Drehmomentverlauf über der Zeit, Fördergut Weizen.....	160
Abb. 6.17:	Gemessene Betriebspunkte beim Horizontalförderer .....	161
Abb. 6.18:	Drehmoment über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	162
Abb. 6.19:	Leistung über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	163
Abb. 6.20:	Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	164
Abb. 6.21:	Verschiebewiderstandsbeiwert $\lambda$ über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen.....	166
Abb. 6.22:	Verschiebewiderstandsbeiwert $\lambda$ , Fördergut Weizen .....	167
Abb. 6.23:	Gemessene Betriebspunkte beim Vertikalförderer, Fördergut Weizen .....	168
Abb. 6.24:	Drehmoment über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	169
Abb. 6.25:	Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	170
Abb. 6.26:	Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	171
Abb. 7.1:	Einteilung des Fördervorganges bei Schüttgut in drei charakteristische Bereiche, analog zur Einzelkörperförderung .....	177
Abb. 7.2:	Die qualitative Einteilung in die Bereiche I, II und III unterschiedlicher Förderbarkeit in Abhängigkeit von Neigungswinkel und Drehzahl nach Vollmann .....	178
Abb. 7.3:	Verschiebewiderstandsbeiwert $\lambda$ für Weizen bei der Förderung mit einem horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderer .....	180
Abb. 7.4:	Verlauf des Verschiebewiderstandsbeiwertes $\lambda$ über dem Füllungsgrad $\varphi$ bei veränderlicher Drehzahl $n$ im horizontalen Förderer .....	182
Abb. 7.5:	Verlauf des spezifischen Leistungsbedarfes über der Drehzahl $n$ bei stets konstantem Füllungsgrad $\varphi$ im horizontalen Förderer .....	184
Abb. 7.6:	Vergleich Gutwinkelgeschwindigkeit nach Einzelkörperberechnung und nach Mehrkörperberechnung .....	187

Abb. 7.7:	Verlustleistungsanteile (rechnerisch und experimentell) bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	191
Abb. 7.8:	Vergleich verschiedener Bezugsgrößen bei der Bildung des Förderfaktors bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	192
Abb. 7.9:	Förderfaktor über der Gutumfangsgeschwindigkeit für Fördergut Weizen im vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderer .....	195
Abb. 7.10:	Rohrreibung nach Greinwald für das Fördergut Weizen im Versuchsförderer.....	196
Abb. 7.11:	Rechnerische Rohrreibung am Förderrohr für Fördergut Weizen aufgetragen über dem Massenstrom; Bildung einer gemeinsamen Regressionsgeraden.....	197
Abb. 7.12:	Rohrreibung reduziert um $\omega^3$ über der Drehzahl bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	198
Abb. 7.13:	Auslesen des Förderfaktors aus dem Kennfeld für $\omega_r=1,9$ und $\varphi=44\%$ .....	199
Abb. 7.14:	Spezifischer Leistungsbedarf eines vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen .....	202
Abb. 7.15:	Spezifischer Leistungsbedarf eines vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen.....	203
Abb. 8.1:	Gemessener Leistungsbedarf mit Regressionsgeraden .....	205
Abb. 8.2:	Steigung der Regressionsgeraden .....	206
Abb. 8.3:	Vergleich realer zu empirisch berechnetem Leistungsbedarf.....	207

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1	Kraftkomponenten in Binormal- und Tangentialrichtung der reduzierten Kräfte.....	102
Tabelle 6.1	Technische Daten der Förderer .....	131
Tabelle 6.2	Schüttdichten in Abhängigkeit von Feuchtigkeitsgehalt und Lagerungsdichte für Sand .....	136
Tabelle 6.3	Schüttdichten unterschiedlicher Schüttgüter .....	137
Tabelle 6.4	Kornformen .....	140
Tabelle 6.5	Auswahl der Versuchsgüter .....	141
Tabelle 6.6	Kennwerte der Versuchsgüter.....	141
Tabelle 6.7	Formen des inneren Zusammenhalts nach DIN 3435.....	143



# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation

In der modernen High-Tech-Welt, wo Internet und Virtual Reality zu vielgefragten Stichworten des technischen Alltags geworden sind, erscheint die klassische Förder-technik wie ein altbekanntes Gebiet von untergeordnetem Erneuerungs- oder Forschungsbedarf. Dass es aber beispielsweise gerade der Bereich des Schüttguttransportes ist, der beinahe unabhängig von konjunkturellen und politischen Einflüssen ein stetiges Wachstum aufweist, belegt eindrucksvoll den Stellenwert dieses Marktfeldes. Gerade die Handhabung, der Transport und der Umschlag von Massengütern bedürfen einer stetigen Weiterentwicklung der eingesetzten Technik und dem Einsatz innovativer Technologien. Ob im klassischen Bergbau (Abb. 1.1), in Industrieanlagen, bei jeder Art von Rohstoffversorgung oder -transport, bei der Bekohlung von Kraftwerken und ganz besonders in der See- und Binnenschifffahrt, stets geht es darum, große Mengen von Stoffen wirtschaftlich, sorgsam und umweltverträglich zu handhaben.

Die dabei bewegten Massen werden durch die stetig ansteigenden Bedarfe von



*Abb. 1.1: Schaufelradbagger aus dem Tagebau*

Erzen aller Art, Mineralien und auch fossilen Energieträgern immer größer. So hat beispielsweise alleine der Rock- and Minerals Processing Bereich, als einer der größten Märkte überhaupt, derzeit einen Gesamtwert von mehr als 100 Milliarden EURO. In der Bauindustrie werden alljährlich über 15 Milliarden Tonnen von gebrochenem, aufbereitetem Steinmaterial gefördert. Umso mehr ist es notwendig, die hier eingesetzte Technik mit der Zielsetzung eines optimalen Kosten-/Nutzenverhältnisses betreiben zu können.

Die heute am häufigsten verwendeten Geräte in Bereichen großer und größter Massenströme sind neben den bereits seit langer Zeit zahlreich eingesetzten Greiferkra-

nen (Portal- oder Wippkran, Abb. 1.2), kontinuierliche Systeme wie Kratzerförderer, Becherwerke, En-Masse-Förderer, Pneumatische Förderer, Schaufelradgeräte oder Vertikalschnecken-Geräte.



*Abb. 1.2: Entladeterminale mit Portalkranen im Hafen Rotterdam*

Die Gründe für die Entwicklung der kontinuierlichen Techniken liegen sowohl in den gestiegenen Anforderungen des Umweltschutzes, als auch in der uneffektiven Arbeitsweise des Greiferbetriebes. Durch das prinzipbedingt diskontinuierliche Förderverfahren des Greifers muss meist zum Erreichen der geforderten Durchsatzkonstanz das Fördermittel deutlich überdimensioniert werden. Auch müssen komplizierte mobile Trimmgeräte an diesen Geräten installiert werden, um die stark schwankenden Lasten auf die Tragstruktur auszugleichen.

Besonderen Einfluss auf die Auslegung und Entwicklung neuer Großgeräte hatten in den vergangenen Jahren die ständig gestiegenen Anforderungen des Umweltschutzes. Belästigungen durch Staub- und Lärmemission sowie durch Materialverluste, wie sie bei Greifergeräten letztendlich unvermeidbar sind, werden heute im Anlagenumfeld nicht mehr akzeptiert und müssen durch geeignete Maßnahmen möglichst gering gehalten, wenn nicht gar vermieden werden. So ist beispielsweise bei der Erweiterung des Schüttgutbereiches im Hafen Rotterdam nur noch der Einsatz von emissionsarmen oder -freien Entladegeräten erlaubt. Auch wirtschaftlich betrachtet sind bereits geringe Verluste von Fördergut in Anbetracht der absolut gesehen e-

normen Förderströme beachtenswerte Einbußen an Material und damit finanziellem Wert.

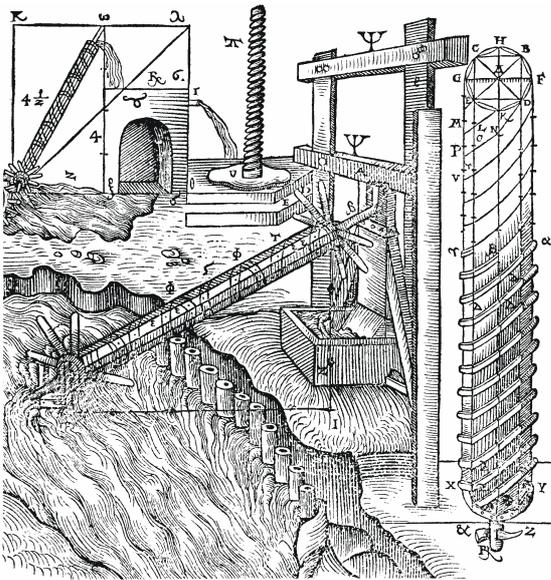
Diese Forderungen führten verstärkt zur Entwicklung und Verwendung von kontinuierlichen Systemen, die einfach und effektiv gekapselt werden können und bei denen der Materialfluss von der Gutaufnahme bis zur -abgabe nicht unterbrochen wird.



*Abb. 1.3: Schiffsentlader mit Hochleistungs-Schneckenförderer*

Unter diesen kontinuierlich arbeitenden Geräten kommt gerade im Bereich der Schiffsentladung bei geforderten Entladeleistungen zwischen 100 t/h und 1000 t/h vermehrt die Technologie des Schneckenförderers zum Einsatz (Abb. 1.3). Dies liegt zum einen an seiner prinzipbedingt voll gekapselten Bauweise, zum anderen aber auch am robusten und einfachen Aufbau. Wegen seiner Einfachheit halten sich nicht nur die Investitionskosten in Grenzen, der Schneckenförderer zeichnet sich auch bei geeigneter Auswahl und Auslegung durch seine hohe Leistungsdichte bei kleinem Bauraum und niedrigem Gewicht aus. Wegen dieser Vorteile werden Schneckenförderer in vielen Einsatzbereichen zahlreich eingesetzt. Durch die große Erfahrung, die in der Praxis beim Einsatz solcher Fördergeräte gewonnen werden konnte, ist die Sicherheit bei der Auslegung verglichen mit anderen Technologien relativ hoch. Gerade im Bereich der

horizontalen Schnecken treten damit praktisch keine weitreichenden Probleme im Betrieb auf; die Anlagen gelten als überaus zuverlässig. Erst durch die engen Kostengrenzen bei der Neuanschaffung von Anlagen kommt es heute häufig zu Schwierigkeiten, weil die Auslegungssicherheiten zu gering gewählt werden.



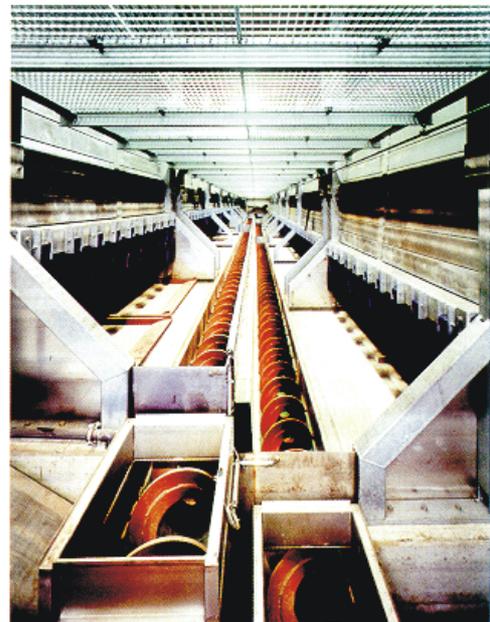
*Abb. 1.4: Schematische Darstellung der Archimedischen Wasserschraube*

Der Schneckenförderer zählt zu den am längsten im Einsatz befindlichen Fördergeräten. Wurde er ursprünglich als Rohrschneckenförderer zum Heben von Wasser eingesetzt (Abb. 1.4), so ist er heute zu den unterschiedlichsten Verwendungszwecken im Einsatz.

Es werden damit niedrigste Massenströme in winzigen Dosierschnecken waagrecht zudosiert, genauso wie 1000 t/h Kohle von Hochseeschiffen vertikal entladen werden können. Schneckenförderer sorgen dafür, dass aus Silos gut fließende Güter entnommen werden und unter 45° einem Sammelbehälter zugefördert werden oder ziehen aus einem vollen Bunker

nur mäßig fließendes Gut ab. Es gibt Schnecken, die völlig ohne Gehäuse auskommen, Schnecken, die in geschlossenen Rohren laufen oder Schnecken in halbgeschlossenen Trögen.

Außer den klassischen Schneckenförderern, die aus einer auf ein Rohr geschweißten Schneckenwendel aufgebaut sind, gibt es seit Mitte der 70er Jahre auch den wellenlosen Spiral- oder Wendelförderer (Abb. 1.5). Dieser hat sich bei Schüttgütern mit stark differierenden Korngrößen als sicher gegen Verklemmung und Verstopfung herausgestellt. Gerade im Bereich der Entsorgungswirtschaft und des Recycling hat sich in den letzten Jahren damit ein weitreichender Markt eröffnet (Bru-98).



*Abb. 1.5: Wendelförderer in der Entsorgungswirtschaft*

Ebenso herausragend gegenüber vielen anderen Fördergeräten ist aber auch die

Möglichkeit, während des Fördervorganges verfahrenstechnische Prozesse ablaufen zu lassen. Mischen ist dabei nur eine Aufgabe, die jedoch besonders häufig mit Schnecken in einfacher oder in Doppelwellen-Bauweise vorgenommen wird. Ebenso erfolgreich werden Schnecken-Wärmetauscher eingesetzt.

## 1.2 Problemstellung

Die vielschichtigen Einsatzmöglichkeiten des Schneckenförderers führen aber auch dazu, dass die Auslegung dieses scheinbar so einfachen Gebildes extrem komplex werden kann. Abhängig von Drehzahl, Schneckenneigung und Gutart ergeben sich vollkommen verschiedene Bewegungszustände, die einer speziellen Berechnung bedürfen. Art der Gutaufgabe (frei oder zwangsbefüllt), der Gutabgabe und notwendige Einbauten wie Zwischenlager verändern Förderverhalten und Leistungsbedarf ebenfalls dramatisch.

Der hohe Kapitaleinsatz für den Maschinen- und Anlagenpark, den die kontinuierliche Fördertechnik erfordert, zwingt aber gleichzeitig zu einer hohen Gesamtauslastung der Systeme und zu einer engeren Dimensionierung der Anlagen an den Leistungsgrenzen. Diese beiden Anforderungen sind auch beim kontinuierlichen Verbesserungsprozess zu beachten, um im Wettbewerb mit anderen Fördertechniken bestehen zu können.

War es in früheren Zeiten üblich, Betriebssicherheit eines Gerätes mit Überdimensionierung gleichzusetzen, so ist heutzutage die Anforderung des Marktes ein optimal für den gewünschten Einsatzzweck angepasstes Fördersystem zu erhalten.

Besonders deutlich wird diese Problematik, wenn man den Bereich der wirtschaftlich eigentlich nutzbaren Betriebszustände mit denen, die über die Auslegungsnorm DIN 15262 abgedeckt sind, vergleicht. Lediglich ein kleiner Randbereich ganz spezieller Förderbedingungen wird in einer allgemein nutzbaren Richtlinie betrachtet, der größere Teil entzieht sich einer Auslegung im Rahmen einer gültigen Norm oder Richtlinie. Trotzdem ist gerade dieser Bereich von immenser Bedeutung, um konkurrenzfähige, optimierte, platzsparende und gewichtsarme Gerätschaften anbieten zu können.

Um hier ein Unterscheidungsmerkmal zwischen dem Bereich der DIN 15262 und den darüber hinausgehenden Geräten zu prägen, wurde der Begriff „Hochleistungs-Schneckenförderer“ eingeführt. Damit sollen Geräte bezeichnet werden, deren Betriebsbereich außerhalb der Grenzen der Norm liegt und die sich durch weit höhere Betriebs-Drehzahlen und Massenströme bei gleichem Bauvolumen auszeichnen.

In weiten Bereichen lässt sich die Differenzierung aber auch in unterschiedlichen Grundprinzipien der Förderung erkennen. Ist im Bereich der DIN stets eine rein translatorische Förderbewegung die Grundlage der Berechnungen, reicht beim Hochleistungs-Schneckenförderer die Bewegung von der reinen Translation über einen Mischzustand bis zur Schraubenlinienform. Ist das Bewegungs- und Reibungsverhalten bei reiner Translation analytisch gut zu beschreiben und damit die Leistung mittels einer konstanten Größe berechenbar, so gilt dies außerhalb der DIN 15262 nicht mehr. Das Bewegungsverhalten bei reiner Translation oder reiner Schraubenlinie ist analytisch zwar gut beschreibbar, der Mischzustand ist jedoch nur noch statistisch erfassbar. Wegen der starken Aufweitung des Geltungsbereiches gilt in diesem Fall auch nicht mehr, dass der fiktive Reibungsbeiwert eine Konstante ist, sondern diese Kenngröße variiert in Abhängigkeit **mehrerer** Einflussgrößen über dem Betriebsbereich.

Man hat also stets das Problem, sich entweder auf einen recht kleinen Bereich der Norm zu beschränken, der viele Einsatzfälle nicht abdeckt, oder aber wegen der nicht quantifizierbaren Einflüsse große Unsicherheiten in der Auslegung hinnehmen zu müssen.

Die Auslegungssicherheit bzw. die Qualität der Auslegungsrechnung zu erhöhen war das Ziel vieler verschiedener Forschungsvorhaben der vergangenen Jahre. Dabei spielte gerade in jüngerer Zeit nicht nur die analytische Beschreibung eine ausschlaggebende Rolle, sondern auch die Empirik als Untersuchungsmethode gewann an Bedeutung. Dies wird gerade deshalb notwendig, weil vielerlei Einflüsse auf den Leistungsbedarf, wie zum Beispiel der exzentrische Lauf der Welle, Spalteffekte oder unterschiedliche Schüttgutkonditionen analytisch nur schlecht oder gar nicht abgebildet werden können.

Seit einiger Zeit wird daher die Forschungsarbeit auch vermehrt vom Modellmaßstab weg zu realitätsnahen Versuchsbedingungen hin verlagert. Bisher konnten durch

diese Verknüpfung aus realitätsnahen Versuchen und EDV-gestützten, ständig weiterentwickelten analytischen oder numerischen Berechnungsmodellen große Erfolge bei der Vorausberechnung des Förderverhaltens unterschiedlichster Schneckenförderer-Einsatzfälle erreicht werden. Basierend auf diesen Modellen ist für jede Art von Schneckenneigung eine Vorhersage über erreichbare Massenströme möglich. Damit besteht weit über die Grenzen der bestehenden DIN hinaus ein gesichertes Verfahren zur volumetrischen Auslegung von Schneckenförderern. Dies ist gerade in dem vermehrt als Einsatzfeld des Schneckenförderers gesehenen Bereich der Umschlagtechnik von extremer Bedeutung, ist doch gerade hier eine deutlich von der DIN abweichende Auslegung aus funktionstechnischen und/oder auch aus Gewichtsgründen notwendig.

Mit den bisherigen Forschungsergebnissen ist es möglich, die Förderbewegung bei jeder Schneckenneigung für große Drehzahlbereiche zu ermitteln. Dadurch ist auch eine sehr exakte Vorhersage über den erzielbaren Massenstrom möglich. Grundsätzliche Aussagen konnten sowohl zum Leistungsbedarf als auch zum Einfluss von geometrischen und konstruktionsbedingten Randeffekten gemacht werden.

An Auslegungsverfahren für Schneckenförderer sind heute bekannt:

- Für horizontale und leicht geneigte Schneckenförderer existiert eine Auslegungsvorschrift im Sinne einer Norm (DIN 15262); sie enthält jedoch nur Kennwerte für eine Auslegung langsamlaufender Förderer. Die in dieser Norm angegebenen Kennwerte müssen als überholt betrachtet werden. Heute eingesetzte schnelllaufende Hochleistungsanlagen arbeiten beispielsweise mit dem doppelten Wert der in der Norm angegebenen Schneckendrehzahl.
- Bei den steilen und senkrechten Schneckenförderern wurde speziell für schnelllaufende Anlagen in den letzten Jahren ein Auslegungsverfahren entwickelt, an Versuchsanlagen verifiziert und auch schon punktuell für Großanlagen in der Praxis erfolgreich eingesetzt. Eine Auslegungsvorschrift im Sinne einer Norm existiert für diese Gruppe allerdings bislang nicht.
- Die so genannten geneigten Schneckenförderer, also der Bereich zwischen den beiden oben genannten, wurde in den letzten Jahren innerhalb eines Forschungsprojektes erforscht und hinsichtlich der Berechnung der Förderbewegung beschrieben [Voll-00]

Um die Leistungsfähigkeit bei gleichem Bauvolumen zu erhöhen, ist man bestrebt, auch bei horizontalen Schneckenförderern die Drehzahl deutlich zu erhöhen. Für diesen Anwendungsfall, den so genannten horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderer, ist bis heute kein anwendbares Auslegungsverfahren vorhanden.

Ein weiteres Problemfeld stellt die Auslegung vertikaler Förderer, wie sie beispielsweise bei der kontinuierlichen Entladung von Schüttgutschiffen eingesetzt werden, hinsichtlich ihres Leistungsbedarfs dar. Auch hierfür wurden in den letzten Jahren Untersuchungen durchgeführt und Berechnungsmodelle entwickelt. Es zeigt sich jedoch, dass durch theoretisch nur schlecht oder nicht erfassbare Randeffekte (Spalteeffekt, lokale Gutstauung, Gutaufnahme und -auswurf) die tatsächlich notwendigen Antriebsleistungen deutlich von den aus der Schüttgutbewegung resultierenden und gut zu berechnenden Werten abweichen. Diese Effekte konnten in erster Annäherung in die Auslegungsverfahren eingebracht werden. Für eine genaue Auslegung sind wegen des hohen Einflusses der Stoffeigenschaften des Fördergutes auf diese Randeffekte schüttgutspezifische Kennwerte notwendig, die lediglich empirisch erforscht werden können.

Es ist also gerade für leistungsfähige Großanlagen und den dabei häufig eingesetzten schnelldrehenden Schneckenförderern hoher Leistungsfähigkeit zwar eine Dimensionierung der Baugröße sehr gut mit vorhandenen Rechenverfahren möglich, eine exakte Vorausberechnung der zu installierenden Leistung gibt es jedoch bis heute nicht.

### **1.3 Lösungsansatz**

Im vorliegenden AiF-Gemeinschaftsforschungsvorhaben soll eine Grundlage für das semi-empirische Vorgehen zur Leistungsermittlung von Hochleistungs-Schneckenförderern mit Hilfe empirisch ermittelter, schüttgutspezifischer Kennwerte geschaffen werden. Der Focus liegt hier bei der genauen Untersuchung der Einflussparameter auf die Größe der nicht analytisch fassbaren Verlustleistungsanteile. Es werden grundlegende Zusammenhänge zwischen Veränderungen in den Be-

triebsparametern und der Abweichung des tatsächlichen Leistungsbedarfes von den theoretisch abbildbaren und berechenbaren Leistungsanteilen ermittelt.

Damit soll eine Möglichkeit geschaffen werden, in Zukunft bei der Projektierung neuer Anlagen den Leistungsbedarf deutlich genauer vorherbestimmen zu können. Dies führt zu einer exakteren Dimensionierung in Bezug auf Baugröße und Antriebstechnik, was zu erheblichen Einsparungen bei den Herstellungs- und Betriebskosten beiträgt. Weiter ist erst durch ein einfach zu handhabendes, auf Kennlinien und -zahlen basierendes Verfahren eine wirtschaftliche Implementierung von Steuerungstechnik an derartigen Anlagen möglich.

Die Schüttguteigenschaften und andere nicht oder nur schwer analytisch erfassbare Parameter werden über empirisch ermittelte Kennwerte in die Berechnungsmodelle eingebracht. Diese Kennwerte weisen eine starke Abhängigkeit von dem jeweiligen Förderzustand und den Betriebsparametern auf. Zu einer geeigneten Darstellung muss deshalb ein Kennfeld mit mehreren Parametern entwickelt werden, aus dem der Kennwert für den jeweiligen Anwendungsfall entnommen werden kann.

Diese Kennfeldersammlung bildet zusammen mit den darauf angepassten Auslegungsverfahren für horizontale und senkrechte Schneckenförderer schließlich eine praxistaugliche Auslegungshilfe für Hochleistungs-Schneckenförderer.

Ein weiteres Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, die Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern praxistauglich und handhabbar zu gestalten. Gerade vor dem Hintergrund der sehr komplexen und nur schwer berechenbaren Förderbewegung in schnelldrehenden Schneckenförderern ist eine praxistauglich anwendbare Auslegung fast nicht möglich. Durch die Integration der Haupteinflussparameter in den empirisch ermittelten Kennwert kann die Komplexität der verwendeten Rechenmodelle reduziert und deren Praxisnutzen erheblich gesteigert werden. Durch die Verwendung nur eines Kraftanteils des Systems können unterschiedliche Verfahren als Grundlage der Bestimmung des Leistungsbedarfes genutzt werden. Ein noch stärker empirisch geprägtes Vorgehen anhand von Referenzkennfeldern ist ebenfalls auf Basis der vorgestellten Kennwerte und Modelle darstellbar.

### 1.4 Zielsetzung

Um die bestehenden Probleme bei der Konzeption und Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern zu lösen, ist es notwendig eine Auslegungsberechnung so zu gestalten, dass analytisch nicht oder nur sehr schwer zu integrierende Einflüsse abgebildet und eingebracht werden können. Dies erfordert eine neuartige Methode zur Charakterisierung unterschiedlicher Schüttgüter speziell für die Belange der Förderung in Schneckenförderern. Ein erster Schritt in diese Richtung ist sicherlich bereits in der bestehenden DIN 15262 und dem hier verwendeten Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  verwirklicht.

Dieser fiktive Reibbeiwert ist als konstanter Wert in der Lage, für einen definierten Bewegungszustand eine hinreichende Beschreibung des geförderten Gutes hinsichtlich verschiedenster Verlustleistungsanteile zu bieten. Grundlage dafür ist die von der Gutart unabhängig rein translatorische Förderbewegung.

Einen ersten Versuch dieses Vorgehen analog auf die völlig veränderten Bedingungen des vertikalen Schneckenförderers anzuwenden, hat bereits Gabler (Gab-81) beschrieben. Verifizierungen seines Verfahrens zeigten jedoch, dass die Kennwerte, die für den horizontalen Förderer ermittelt wurden, nicht auf den vertikalen Einsatzfall übertragbar sind.

In Anlehnung an das Verfahren nach Gabler wird auch in dieser Arbeit vorgegangen. Basierend auf einer analytisch greifbaren und berechenbaren Größe soll der Gesamtleistungsbedarf eines Hochleistungs-Schneckenförderers ermittelt werden. Dabei wird im Falle des horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderers die Normalkraft auf das Förderrohr, also die Gewichtskraft des Fördergutes analog zur Berechnung nach DIN als Bezugsgröße genutzt. Damit ist auch klar, dass im unteren Drehzahl- und Füllungsgradbereich, also in dem Bereich der den Annahmen der DIN 15262 entspricht, die Norm und das neue Auslegungsverfahren identisch sind. Erst in den darüber hinausgehenden Betriebsbereichen werden Unterschiede sichtbar. Das neue Verfahren kann als Erweiterung der bestehenden Norm betrachtet werden.

Im vertikalen Fall soll dem Vorschlag Gablers entsprechend die Reibkraft zwischen Fördergut und Förderrohr als Analogie zum horizontalen Förderfall die Basis im Sinne eines fiktiven, globalen Reibungskoeffizienten bilden [Gab-81]. Aufbauend auf

diesen Kräften wird durch Multiplikation mit empirisch ermittelten Kenngrößen der Gesamtleistungsbedarf des Förderers berechnet. Wie diese Bezugsgröße jeweils ermittelt werden kann, wird in Kapitel 5 beschrieben.

In beiden Fällen wird jedoch nicht von einem **konstanten** Kennwert für unterschiedliche Güter ausgegangen, wie dies in den vorangegangenen Arbeiten der Fall war, sondern von mehrdimensionalen Kenngrößen. Dafür wird in einem ersten Schritt die Abhängigkeit von verschiedenen Parametern untersucht und deren Einfluss ermittelt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sollen als Kennfelder abgelegt werden, mit deren Hilfe Koeffizienten ermittelt werden können, die in Abhängigkeit des jeweiligen Betriebspunktes eine Berechnung der von verschiedenen Verlustleistungen verursachten Abweichung von einem theoretisch bestimmbar Leistungbedarf zulässt.

Um die Anwendbarkeit des Berechnungsverfahrens sicher zu stellen, wird ein Großteil der Einflussgrößen direkt in die entwickelte Kenngröße eingehen. Damit kann erreicht werden, dass große Teile des Berechnungsverfahrens weitgehend rein analytisch und mit vertretbarem Rechenaufwand abgearbeitet werden können. Innerhalb dieser Arbeit wird der analytische Teil anhand des Auslegungsverfahrens von Greinwald [Grei-94] berechnet. Dieses Verfahren ist im Augenblick das modernste seiner Art und berücksichtigt weitreichende schüttgutspezifische Effekte wie Spannungsabbau, Gleiten zwischen den Schüttgutelementen etc. Da bei diesem Modell ein nicht unbeträchtlicher Rechenaufwand zu leisten ist, wird innerhalb der vorliegenden Arbeit ein deutlich einfacheres Vorgehen aufgezeigt, das jedoch eine höhere Rechenungenauigkeit aufweist. Da jedoch ein beträchtlicher Teil der Genauigkeit aller analytischen Rechenverfahren von der genauen Beschreibung der Schüttguteigenschaften abhängt, die wiederum meist nicht exakt beschreibbar sind und häufig differieren, ist für eine gesicherte Auslegung ein zuverlässiges und anwendungsfreundliches Verfahren mit leicht reduzierter Genauigkeit oftmals eine bessere Alternative.

## 1.5 Vorgehensweise

Zusammengefasst lässt sich damit die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit wie folgt formulieren:

Die Schaffung von Grundlagen für ein Auslegungsverfahren zur Ermittlung des Leis-

tungsbedarfes von Hochleistungs-Schneckenförderern mit einer neuartigen Methode zur Charakterisierung unterschiedlicher Schüttgüter, speziell für die Belange der Förderung in Schneckenförderern.

Mit Hilfe dieser Methode soll es möglich werden, bisher nicht oder nur schlecht in Berechnungsverfahren integrierbare Verlustleistungsanteile zu berücksichtigen und die Praxistauglichkeit des Verfahrens sicher zu stellen. Um dieses Ziel zu erreichen folgt die Arbeit der in Abb. 1.6 dargestellten Vorgehensweise.

In einem ersten Schritt werden dazu grundsätzliche Anforderungen der technischen Praxis an Hochleistungs-Schneckenförderer untersucht und formuliert (Kapitel 2). Kapitel 3 soll einen kurzen Abriss über den aktuellen Stand der Forschung auf dem Gebiet der Schneckenförderer geben.

Im Anschluss daran geben die Kapitel 4 und 5 die wichtigsten Annahmen und Vorgehensweisen der der Arbeit zu Grunde liegenden Berechnungsmethoden wieder. Diese dienen lediglich dazu, die als Basis der Berechnung und zur Ermittlung der Kennzahlen verwendeten Modelle ohne Zuhilfenahme von Sekundärliteratur nachlesen zu können.

Im sechsten Kapitel schließlich wird der experimentelle Teil des vorliegenden Forschungsvorhabens beschrieben, die untersuchten Größen geklärt und das Versuchsprogramm vorgestellt. Die Auswertung der gemessenen Parameter wird getrennt nach Horizontal- und Vertikalschnecke exemplarisch am Fördergut Weizen dargestellt. Die experimentellen Ergebnisse aller anderen untersuchten Fördergüter werden im Anhang beigelegt.

Kern der Arbeit bildet das Kapitel 7, in dem die Grundlagen des neuen, semiempirischen Auslegungsverfahrens zur Leistungsbedarfsermittlung von Hochleistungs-Schneckenförderern getrennt für den horizontalen und vertikalen Förderfall hergeleitet werden. Es werden die in den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse, erweitert um theoretische Untersuchungsergebnisse als Grundlage, ausgewertet. Anschließend werden die verschiedenen Einflussfaktoren empirisch wie theoretisch herausgearbeitet. Nach einer Untersuchung verschiedener Möglichkeiten für Bezugsgrößen wird schließlich ein geeigneter Kennwert für die empirische Komponente des Auslegungsverfahrens vorgestellt.

Als Möglichkeit für zukünftige Untersuchungen wird in Kapitel 8 noch ein Vorschlag für ein rein empirisches Auslegungsverfahren angedacht.

Kapitel 9 schließlich fasst die Ergebnisse der Arbeit noch einmal kurz zusammen.

	<b>Kapitel 1</b>
	Einleitung, Problem, Zielsetzung, Vorgehen
Praxisanforderungen und Stand der Technik	<b>Kapitel 2</b>
	Anforderungen an Schneckenförderer
	<b>Kapitel 3</b>
	Stand der Technik
Theoretische Grundlagen und Basismodelle	<b>Kapitel 4</b>
	Theoretische Grundlagen zur Auslegung
	<b>Kapitel 5</b>
	Theoretische Basismodelle
Experimentelle Grundlagen	<b>Kapitel 6</b>
	Experimentelle Untersuchungen
Lösungsvorschlag	<b>Kapitel 7</b>
	Neues, semi-empirisches Auslegungsverfahren
	<b>Kapitel 8</b>
	Möglichkeit des rein empirischen Vorgehens
	<b>Kapitel 9</b>
	Zusammenfassung und Ausblick
	<b>Anhang A - L</b>
	Untersuchungsergebnisse aller Schüttgüter

Abb. 1.6: Vorgehensweise und methodischer Aufbau der Arbeit zur Entwicklung einer Grundlage für ein semi-empirisches Auslegungsverfahren

## 2 Einsatz und Anwendung von Hochleistungs-Schneckenförderern

Zu einem grundsätzlichen Verständnis der Problemstellung sollen im folgenden Kapitel die aus den verschiedenen Einsatzfeldern von Hochleistungs-Schneckenförderern resultierenden speziellen Anforderungen an die Auslegung dieser Geräte untersucht werden. Dazu wird eine Unterscheidung zwischen Anforderungen an die Betriebsparameter, wie sie aus dem Einsatzfall vorgegeben sein können, und steuerungstechnischen Anforderungen gemacht.

### 2.1 Einsatzfelder

Wegen ihrer vielschichtigen Einsatzmöglichkeiten bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte und einfachem Aufbau werden Schneckenförderer in vielen Bereichen der Anlagen- und Umschlagtechnik eingesetzt. In der klassischen Bauwirtschaft findet man Schneckenförderer in der Versorgung von Betonmischanlagen mit Bindemitteln



*Abb. 2.1: Betonwerk mit geneigten Schnecken zur Bindemittelförderung und -dosierung*

und Zuschlagstoffen (Abb. 2.1), im Recycling von Beton als Absetzmaschine zur Wasserabscheidung oder innerhalb von Betonmischern als Austragsorgan.

Dabei steht oft nicht nur die reine Förderung im Vordergrund, sondern auch Prozessschritte wie Dosieren, Mischen und Abscheiden können innerhalb der Förderstrecke durchgeführt werden. In vielen Fällen werden derartige Prozesse quasi als Abfallprodukt der Förderung mit Schneckenförderern genutzt. Beispielsweise dienen häufig Abzugsschnecken an Silos

zu einer Dosierung des Fördergutes. Um hier qualitativ wie quantitativ befriedigende Ergebnisse zu erhalten, ist eine hinreichend genaue Vorhersagbarkeit von Fördervorgang und Leistungsverhalten unabdingbar. Die dann auch häufig eingesetzte Steuer- und Regelelektronik erfordert die Erfüllung zusätzlicher Anforderungen an das System Schneckenförderer.

Bereits ausführlich eingegangen wurde auf den Einsatz von Hochleistungs-Schneckenförderern in Umschlaggeräten, vor allem im Hafenbereich (Abb. 2.2). Hier ist bis heute kein Trend zur Automatisierung erkennbar, jedoch erfordert die manuelle Steuerung bei der Handhabung unterschiedlicher Schüttgüter eine gute Vorausberechnung des Anlagenverhaltens. Da gerade in diesem Bereich eine optimale Nutzung der eingesetzten Anlagen von extremer Wichtigkeit ist, ist es mehr als in anderen Bereichen notwendig, die Geräte möglichst nah an deren Kapazitätsgrenzen zu betreiben. Im Hafenbereich werden Entladegeräte nur in den seltensten Fällen so projektiert, dass ein Dreischichtbetrieb geplant wird. Meist ist die Zielgröße in einigem Abstand ankommende Schiffe in möglichst kurzer Zeit zu entladen, da die Liegezeiten von Hochseeschiffen ein enormer Kostenfaktor sind. Der Entladebetrieb selbst muss dann ebenfalls zum Wechseln der Luken regelmäßig unterbrochen werden. Um hohe Durchschnittsleistungen zu erreichen, müssen auch kontinuierlich arbeitende Geräte in ihrer Nennleistung 30 % über dem Durchschnittswert liegen, also sehr hohe Spitzenleistungen erlauben, bei denen ein sicherer Betrieb möglich ist.



*Abb. 2.2: Mobiler Schiffsentlader zur Zemententladung aus Binnenschiffen*

Dadurch wird klar, dass es für einen optimalen Betrieb notwendig ist, die maximalen Möglichkeiten und Kapazitäten des Gerätes, meist auch noch für unterschiedliche Schüttgüter zu kennen. Um dann an der Kapazitätsgrenze fahren zu können, muss eine Leitgröße aus dem Prozess verwendet werden, zum Beispiel die gemessene Leistung der Antriebsmotoren. Anhand dieser kann man bei gesicherter Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Volumenstrom und Leistungsbedarf den momentanen Betriebszustand berechnen bzw. ableiten und damit ohne große Gefahr von Verstopfungen nahe an der Kapazitätsgrenze fahren.

### 2.2 Anforderungen

Um einen wirtschaftlichen Einsatz von Hochleistungs-Schneckenförderern gewährleisten zu können und eine für die unterschiedlichen Einsatzfelder praxistaugliche Auslegungsmethode entwickeln zu können, müssen in einem ersten Schritt die spezifischen Anforderungen der Hauptnutzer untersucht werden. Dabei ist eine wesentliche Unterscheidung zwischen konstruktiven Anforderungen, Anforderungen an die Betriebsparameter wie auch Anforderungen aus der Steuer- und Regelungstechnik der Anlagen zu machen. In vielen Fällen ist es nicht möglich, alle Anforderungen optimal zu erfüllen.

#### 2.2.1 Anforderungen der Betriebsparameter

Wie bereits ausführlich beschrieben, ist es im Rahmen eines wirtschaftlichen Einsatzes von modernen Gerätschaften notwendig, möglichst hohe Förderleistungen mit kleinen, leichten und damit auch kostengünstigen Geräten zu erreichen. Bis vor wenigen Jahren vermieden die meisten Hersteller eine Produktion von Förderschnecken, die mit großer Neigung oder hoher Drehzahl betrieben werden, wegen deren komplexer und unsicherer Auslegung. Nur wenige Hersteller konnten zwar wegen ihres großen Erfahrungswissens schnelldrehende Förderschnecken auslegen und anbieten, dabei konnten sie jedoch nicht auf mathematische Modelle zur Auslegung zurückgreifen. Mit dem Anspruch, optimal angepasste Gerätschaften einzusetzen und unter dem Zwang konkurrenzfähige Anlagen anzubieten, haben immer mehr Firmen in letzter Zeit auch Geräte, die außerhalb des in der Norm festgelegten Bereichs betrieben werden können, in ihr Produktprogramm aufgenommen. Leider zeigt sich in vielen Fällen, dass selbst bei gut bekannten Schüttgütern wie beispielsweise Zement, Probleme im Zusammenhang mit ungenügender Auslegung der Gerätschaften auftreten.

Die meisten dieser Probleme treten durch nicht dem jeweiligen Einsatzfall angepasste Betriebsparameter auf. Ebenfalls zeigt sich eine falsche Auslegung der notwendigen Antriebsleistung als Ursache einer Vielzahl von unzureichend arbeitenden Geräten. Dabei wird schnell klar, dass bereits eine optimierte Wahl der Betriebsparameter einen sicheren und energiesparenden Betrieb erlaubt. So ist bei horizontalen Förderern eine höhere Drehzahl wegen der Neigung zum Überwerfen von Schüttgut oftmals von negativem Einfluss, bei stark geneigten Geräten aber ist gerade bei niedri-

gen Drehzahlen eine verstärkte Tendenz des Gutes zum Zurückfließen festzustellen. Zu einem wirtschaftlichen Einsatz von Hochleistungs-Schneckenförderern ist also die Suche nach für den Einsatzfall möglichst optimierten Betriebsparametern von großer Wichtigkeit.

Ein Untersuchungsergebnis innerhalb der vorliegenden Arbeit war es folglich auch, die Größe des Einflusses der unterschiedlichen Faktoren auf den Fördervorgang und den Leistungsbedarf in einer Sensitivitätsanalyse so zu ermitteln, dass entweder eine Optimierung der Betriebsparameter oder aber eine Berücksichtigung der Einflüsse in der Berechnung möglich ist. Es hat sich gezeigt, dass in allen Konfigurationen ein Optimum der Betriebsparameter gefunden werden konnte.

### 2.2.2 Steuerungstechnische Anforderungen

Die zunehmende Automatisierung von Umschlaganlagen erfordert die Nutzung bzw. Nutzbarkeit von Regel- und Steuergrößen. Da gerade im Umfeld der Großanlagen-technik im Steine- und Erdenbereich der Einsatz sensibler Sensorik aus Gründen der rauen Umgebung, aber auch wegen der Kosten, nur in den seltensten Fällen möglich ist, müssen Parameter der Anlage selbst über ihren momentanen Betriebszustand Aussagen erlauben. Dies ist nur dann mit hinreichender Genauigkeit möglich, wenn mechanische Größen wie Leistung oder Drehmoment ausreichend genau einem Betriebspunkt der Anlage zugeordnet werden können.

Dies ist praxistauglich mit den heute vorliegenden Auslegungsmethoden nicht möglich. Im Hinblick auf zukünftig eingesetzte Techniken mit feldorientierten Frequenzumrichtern zur stufenlosen Antriebsregelung, sowohl hinsichtlich der Drehzahl als auch des eingesetzten Drehmomentes, ist hier eine Möglichkeit, bei geeigneter Vorusberechnung, die Förderer in ihren optimalen Betriebspunkten operieren zu lassen und damit einen verbesserten Betrieb der Anlage zu gewährleisten. Um eine Steuerbarkeit gewährleisten zu können, muss in der Steuerung ein Algorithmus abgelegt werden, der ein einfaches Berechnen der jeweiligen Parameter erlaubt. Dies ist sicherlich nicht mit Hilfe der bekannten Differentialgleichungen möglich, sondern muss auf Basis von Hilfsgleichungen oder angenäherten Zusammenhängen erfolgen.

### **2.3 Fazit aus den Praxisanforderungen**

Es genügt für einen effektiven und wirtschaftlichen Einsatz von Hochleistungs-Schneckenförderern nicht, sich auf die engen Betriebsbereiche der DIN zu beschränken. Speziell im Einsatz in Großanlagen ist eine gesicherte Auslegung gerade von schnelldrehenden Schneckenförderern gefragt.

Darüber hinaus erfordert der Einsatz von gesteuerten Antrieben und damit der Möglichkeit eines angepassten Betriebes die Kenntnis genauer Zusammenhänge zwischen Leistungsverhalten und Betriebsparametern. Nur dadurch ist eine sichere Auslegung in optimalen Betriebsbereichen möglich und die Anlage kann nahe an ihren Kapazitätsgrenzen betrieben werden.

### **3 Stand der Forschung und Technik für Hochleistungs-Schneckenförderer**

Die vielfältigen Anwendungsbereiche und Einsatzfälle des Schneckenförderers verlangen nach umfangreichen Erkenntnissen bei der Beschreibung der physikalischen Grundlagen.

Diese physikalischen Grundlagen kann man in drei Gruppen von Einflussparametern untergliedern:

- Konstruktionsparameter
- Betriebsparameter
- Stoffparameter der Fördergüter

Die Konstruktionsparameter wiederum können in Größen, die die Förderung unmittelbar beeinflussen und Größen, die nicht direkt an der Förderung beteiligt sind beispielsweise Zwischenlager, Gutauf- bzw. Gutabgabe, etc., unterschieden werden. Fehlauer nennt sie entsprechend Konstruktionsparameter erster Art und Konstruktionsparameter zweiter Art [Feh-78].

Füllungsgrad, Drehzahl und Massenstrom sind die Betriebsparameter des Förderers. Die Stoffparameter schließlich stellen die Charakteristika des Fördergutes dar, seine mechanische Beschaffenheit, und beschreiben damit sein Reibungsverhalten.

Da im Gegensatz zu „formschlüssig“ arbeitenden Geräten, also Förderern bei denen das Gut auf dem Fördermittel ruht und keinen Kontakt zu Berandungen mit Relativgeschwindigkeit hat, bei Schneckenförderern die Bewegung auf einem Zusammenwirken von Gut, Fördergerät und umschließender Wandung beruht, beeinflussen diese Parameter sich stark gegenseitig. Die Forderung nach einem kostengünstigen und betriebssicheren Fördergerät ist daher mit der Suche nach der günstigsten Kombination verschiedener Parameter verbunden. Um die Förderbewegung zu beschreiben, muss letztendlich diese Interaktion zwischen den Einflussgrößen hinreichend genau analysiert und beschrieben werden [Grei-94].

Dies führte bislang zu einer Vielzahl von experimentellen und theoretischen Untersuchungen, welche überwiegend an horizontal oder vertikal fördernden Anlagen durchgeführt wurden. Hintergrund ist, dass die Schüttgutbewegung bei der horizontalen bzw. leicht geneigten Förderung sehr einfach zu beschreiben ist. Dagegen gilt die Senkrechtförderung als der ungünstigste Förderfall hinsichtlich der Betriebssicherheit und des Leistungsaufwands.

Innerhalb der rein experimentellen Arbeiten untersuchte man hauptsächlich die Wirkung konstruktiver Maßnahmen auf die Förderung, so z. B. den Einfluss der geometrischen Verhältnisse von Schneckensteigung zu Außendurchmesser oder der Betriebsparameter. Als maßgeblichen Betriebsparameter ermittelte man die Schneckendrehzahl. Einen Überblick, wer welche Parameter untersucht hat, geben Fehlauer [Feh-77], Ertl [Ertl-88] und Rehkugler [Reh-62].

Eine erste allgemeine Beschreibung der Förderung in einem beliebig geneigten Schneckenförderer erfolgte unter Verwendung eines starren Einzelkörpers [Böt-63]. Innerhalb der experimentellen und theoretischen Untersuchungen wurden Neigungswinkel  $\beta$  zwischen der Horizontalen und der Schneckenachse von  $0^\circ$  bis  $90^\circ$  betrachtet. Abhängig von der Achsneigung stellten sich drei charakteristische Gutbewegungszustände ein.

Für die waagrechte und bis zum Grenzwinkel  $\beta_k$  (Abb. 3.1) geneigte Förderung bewegt sich der Einzelkörper auf einer geradlinigen Bahn entlang einer Mantellinie des Förderrohres, wobei sich dieser Bewegungszustand unabhängig von der Schneckendrehzahl  $n_s$  einstellt. Im Beharrungszustand lenkt sich dabei der Einzelkörper um einen Winkel  $\varphi_a$  gegenüber der untersten Mantellinie des Förderrohres aus. Der Winkel  $\varphi_a$  ist damit nur eine Funktion vom Neigungswinkel  $\beta$  und den Reibbeiwerten zwischen dem Einzelkörper und dem Förderrohr bzw. der Schneckenwendel. Der Winkel  $\varphi_a$  nimmt in diesem Bewegungszustand einen maximalen Wert von  $\varphi_a = 90^\circ$  gegenüber der untersten Mantellinie des Förderrohres an.

Ab dem kritischen Neigungswinkel  $\beta_k$  steigt der Winkel  $\varphi_a$  über  $90^\circ$  an. Dabei löst sich der Körper von der Wand und fällt in die Schneckenkammer hinein, da erstmals eine Schwerkraftkomponente auftritt, die den Einzelkörper von der Rohrwand wegzieht. Nach dem Ablösen von der Rohrwand lässt sich keine zuverlässige Aus-

sage über die Bewegung und folglich über den zu erwartenden Bewegungsfortschritt des Einzelkörpers im Förderer treffen.

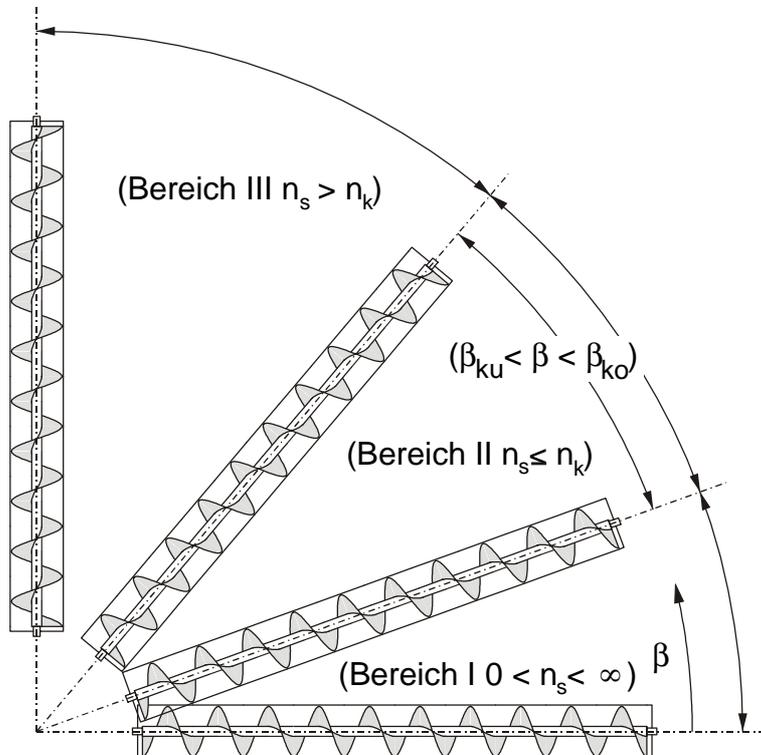


Abb. 3.1: Die drei Bereiche der Förderung von Einzelkörpern in Schneckentransportern nach Böttcher

Erst ab einer kritischen Drehzahl  $n_k$  der Förderschnecke bleibt der Einzelkörper ständig mit dem Förderrohr in Berührung und bewegt sich auf einer schraubenförmigen Bahn stetig nach oben. Die Fliehkraft des umlaufenden Einzelkörpers bewirkt, dass dieser zu jedem Zeitpunkt eine Normalkraft auf die Rohrrinnenseite ausübt.

Abhängig von der Winkellage  $\varphi_a(t)$  ändert sich hierbei die Winkelgeschwindigkeit des Einzelkörpers und damit der Verlauf der Bahnkurve periodisch. Diese periodische Änderung der Winkelgeschwindigkeit des Einzelkörpers wird mit zunehmender Neigung geringer und verschwindet bei der senkrechten Förderung.

Für die steile und senkrechte Förderung mit einem starren Einzelkörper konnten später die Ergebnisse bestätigt werden und die Untersuchungen wurden auch auf Schneckenwendeln mit nicht-achsorthogonalen Erzeugenden ausgeweitet. Zusätzlich zu den Versuchen mit dem Einzelkörper wurden Versuche zur steilen bis vertikalen Schüttgutförderung durchgeführt [Gab-81]. Es wurde am Beispiel Raps und Weizen Leistungsbedarf, Füllungsgrad, Fördergeschwindigkeit und Volumenstrom in Abhängigkeit der Betriebsparametern Neigung und Drehzahl ermittelt. Im Rahmen dieser Untersuchungen stellte man fest, dass die Einzelkörpertheorie nicht ohne weiteres auf die Schüttgutförderung übertragbar ist.

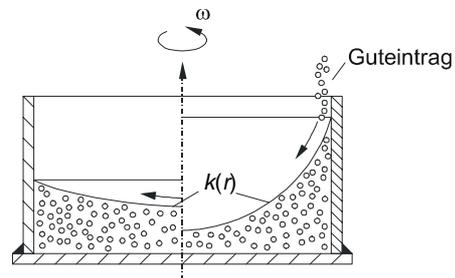


Abb. 3.2: Mögliche Grenzkonturen in einem drehenden Topf

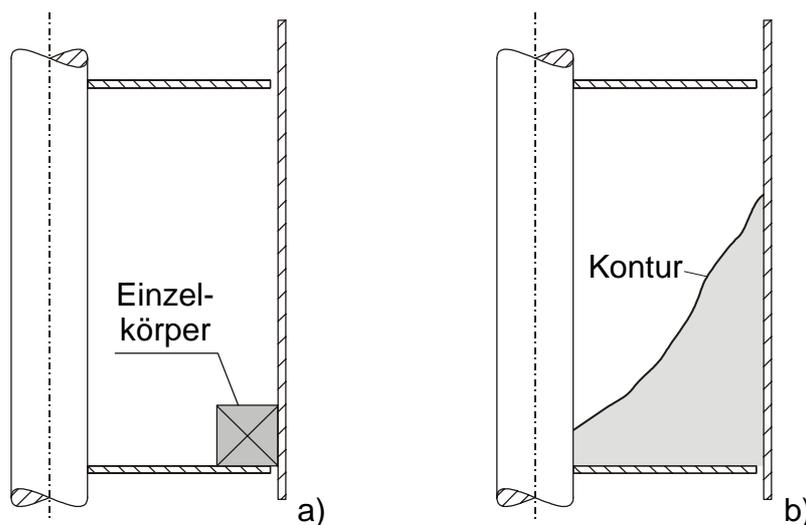


Abb. 3.3: Schnitt durch die Schneckenkammer bei der Förderung eines Einzelkörpers a) und einer Schüttung b)

Der Volumenstrom und die Antriebsleistung steigen demnach degressiv mit der Drehzahl an. Der sich einstellende Füllungsgrad  $\varphi$  fällt mit steigender Schnecken-drehzahl nahezu linear ab; der Förderwinkel steigt an. Für die geneigte Förderung stellen sich größere Axialgeschwindigkeiten ein als für die senkrechte Förderung. Eine periodische Änderung des Förderwinkels entlang des Schneckenumfangs, wie bei der Einzelkörperförderung, trat bei der geneigten Förderung nicht auf.

Für den Fall der vertikalen Förderung wurde eine Methode zur Berechnung der Gutbewegung und des Leistungsbedarfes entwickelt. Ersteres in Anlehnung an die Einzelkörpertheorie, letzteres in Anlehnung an die DIN 15262. Der Leistungsbedarf setzt sich aus einem Hubanteil sowie mehreren Verlustanteilen infolge von Reibungsvorgängen zusammen. Verschiedene Reibungswiderstände werden hier zu einem fiktiven, konstanten Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  zusammengefasst [Gab-81].

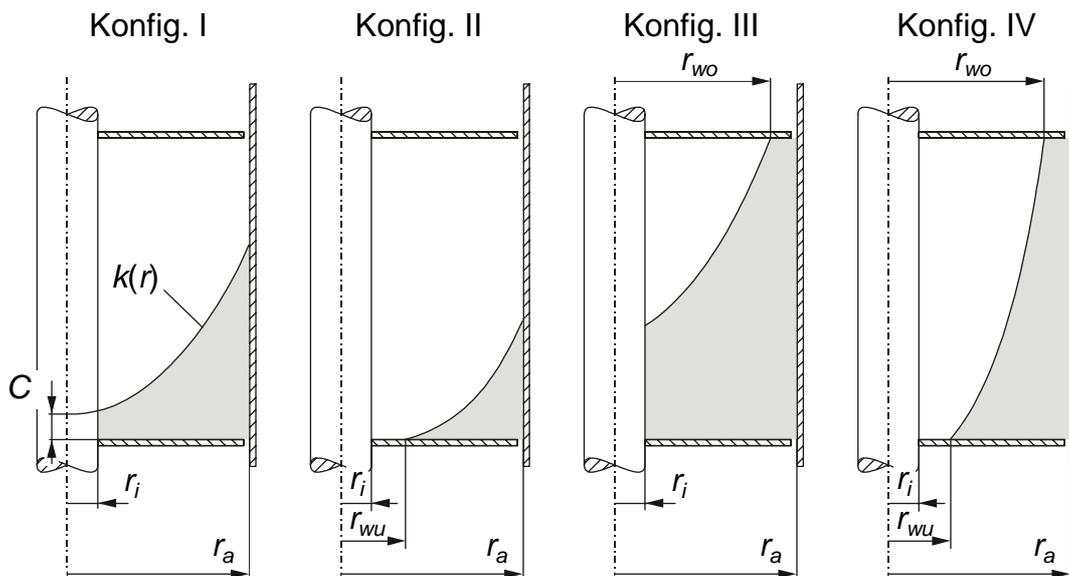


Abb. 3.4: Die vier möglichen Füllungskonfigurationen in der Schneckenkammer

Innerhalb dieses Modells berücksichtigt man auch die Gutverteilung in der Schneckenkammer gemäß den Konfigurationstypen I bis IV (Abb. 3.4).

Genauere Erkenntnisse über die Gutverteilung konnten aber erst später gewonnen werden, als es erstmals gelang die Kontur direkt während der Förderung zu messen. Das Berechnungsverfahren für die senkrechte Schüttgutförderung wurde mit Ansätzen aus der Kontinuumsmechanik erweitert. Es erlaubt die Beschreibung des Spannungszustands in jedem Punkt der Schüttung. Die Oberflächenkontur des Schüttgutes und damit seine Verteilung in der Schneckenkammer ergibt sich in Abhängigkeit der Randbedingungen [Ertl-88].

Diese Modelle für die Vertikalförderung basieren prinzipiell auch auf dem Einzelkörpermodell, es wird jedoch zusätzlich die Verteilung des Fördergutes in der

Schneckenkammer berücksichtigt [Rob-64, Gab-81, Nil-71], wobei die Wechselwirkungen zwischen Gutverteilung und Gutbewegung (Abb. 3.2) nur teilweise Beachtung finden [Ertl-88]. Weiterhin beschreiben einige Modelle den Spannungszustand im Schüttgut, der maßgebend die Gutverteilung bestimmt [Stahl-94, Grei-94].

Innerhalb dieser Arbeiten wurde auch ein Modell entwickelt, das die Beschreibung der Vorgänge in Zwischenlagern (Abb. 3.5) und die Bestimmung des daraus resultierenden Leistungsmehrbedarfs

erlaubt [Grei-94].

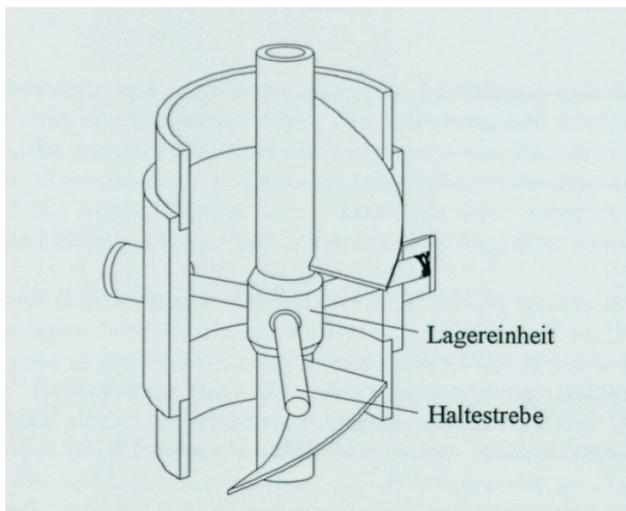


Abb. 3.5: Zwischenlager eines vertikalen Schneckenförderers

Von besonderer Bedeutung für den Fördervorgang im Schneckenförderer ist der konstruktionsbedingte Spalt zwischen Wendel und Rohrwand. Ein Teil des Fördergutes fließt durch diesen Spalt ständig zurück bzw. bleibt darin liegen. Durch den Gutrückstrom und durch Klemmen des Fördergutes im Spalt treten Leistungsverluste auf [Sin-59, Ste-62]. Allein durch die Abnahme der Fördermenge ist so ein Anwachsen des spezifischen Leistungsbedarfes zu beobachten

[Cal-61, Rad-81].

Schließlich wurde der Bewegungsvorgang feinkörniger, leichtfließender Schüttgüter in senkrechten Schneckenförderern unter besonderer Berücksichtigung des konstruktiv vorgegebenen Spaltes zwischen Schneckenwendel und Förderrohr untersucht. Das Spaltmaß hat maßgeblichen Einfluss auf das Leistungsvermögen eines Senkrechtschneckenförderers. Eine geringe Vergrößerung der Spaltweite senkt den erzielbaren Massenstrom und erhöht den Antriebsleistungsbedarf, vor allem im unteren Drehzahlbereich. Ergebnis hierbei waren grobe Anhaltswerte, die die im Spalt verursachten Verlustleistungen grob wiedergeben können [Stahl-94].

Weitere Untersuchungen analysierten den Einfluss des Spaltes bei geneigten Schnecken [Gosh-67]. Hierzu variierte man die Trogform. Kleine Spaltbreiten führ-

---

ten zu Gutbruch, wogegen bei zu großem Spalt der Förderer nicht mehr in der Lage war, sich selbsttätig zu entleeren. [Lei-99] zeigt ebenfalls den Einfluss der Spaltgeometrie auf den Leistungsbedarf eines vertikalen Schneckenförderers. Als Kennwert wird ein spezifischer Spaltwiderstand ermittelt, der die Mahl- und Quetschverluste im Spalt in Abhängigkeit mehrerer Parameter charakterisiert. Laut [Lei-99] gibt es eine kritische Spaltweite, bei der der Leistungsbedarf für die Mahl- und Quetschvorgänge im Spalt ein Maximum annimmt. Neben der Exzentrizität und der Drehzahl beeinflusst auch die Wendeldicke an der Stirnseite den Leistungsbedarf.

Zur Berücksichtigung aller Leistungsanteile, also Spalt-, Zwischenlagerverluste etc., bei der Vertikalförderung existiert also im Augenblick nur der Ansatz von Gabler [Gab-81]. Dieser baut im Wesentlichen auf der DIN 15262 [DIN 15262] auf. Ausgehend von der Einzelkörperbewegung wird hier die Gutbewegung ermittelt. Der Leistungsbedarf setzt sich aus einem Hub- und einem Reibanteil zusammen. Die Hubleistung wird über die Axialgeschwindigkeit des Fördergutes berechnet. Die Reibleistung wird mittels der Normalkraft auf die Rohrwand und einem fiktiven Reibwert, dem Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$ , analog zur DIN 15262 bestimmt. Dieser Verschiebewiderstandsbeiwert fasst sämtliche Leistungsanteile, mit Ausnahme des Hubanteils, zusammen.

Für unterschiedliche Fördergüter existieren eine Reihe von experimentell ermittelten Verschiebewiderstandsbeiwerte [DIN 15262, Bra-69]. Hierzu sind aber folgende Einschränkungen anzumerken:

- Diese Kennwerte wurden lediglich an horizontalen bzw. leicht geneigten Förderschnecken ermittelt.
- Hinweise, unter welchen Randbedingungen die Kennwerte ermittelt wurden, gibt es nicht.

Alle Untersuchungsergebnisse zeigen lediglich die gegenseitige Beeinflussung der verschiedenen Einflussgrößen im Zusammenhang mit der Förderung von Schüttgut in Schnecken. Die Auswirkungen von Veränderungen können jedoch bislang nicht quantifiziert werden.

Mit dem oben beschriebenen Verfahren [Gab-81] steht ein Werkzeug zur Verfügung, das lediglich eine pauschale Vorauslegung einer vertikalen Förderschnecke

ermöglicht. Für eine genauere Auslegung fehlen geeignete Kennwerte im Sinne des Verschiebewiderstandsbeiwerts  $\lambda$  und eine geeignete Verknüpfung mit analytisch ermittelbaren Größen.

Für horizontale Hochleistungs-Schneckenförderer gibt es hingegen noch gar kein Verfahren.

Der Einfluss von Konstruktions-, Stoff- und Betriebsparametern kann mit der bisherigen Kenntnislage nur unzureichend geklärt werden und setzt einen beträchtlichen Kenntnisstand, speziell im Umgang mit Hochleistungs-Schneckenförderern, voraus. Gezielte Auslegungen oder konstruktive Verbesserungen sind daher ohne weiterführende experimentelle und theoretische Untersuchungen nicht möglich.

Als problematisch erweist sich in beiden Fällen vor allem die analytische Beschreibung der Stoffeigenschaften und deren Auswirkungen auf Förderung und Leistungsbedarf. Für das Stoffverhalten von Schüttgütern fehlen bis heute allgemeingültige und umfassende Gesetze [Wei-90]. Zudem ist die analytische Bestimmung des Fördervorgangs von Schüttgut aufwendig und von Unsicherheiten begleitet. So böscht sich das Schüttgut, ähnlich einem Fluid, unter dem Einfluss der Drehbewegung auf und verteilt sich in der Schneckenkammer (siehe auch Abb. 3.3).

Auf die Schüttgutförderung im horizontalen bis leicht geneigten Schneckenförderer lässt sich noch die Modellvorstellung der Einzelkörperbetrachtung übertragen. Dieser Umstand führte aufgrund der einfachen Beschreibbarkeit der Bewegung zu der Norm DIN 15262 [DIN 15262]. Sie beinhaltet betriebliche und auch konstruktive Hinweise für Schneckenförderer bis zu einem Neigungswinkel von  $20^\circ$ . Eindeutig festgelegt sind die Schneckendrehzahlen in Abhängigkeit des Schneckendurchmessers. Horizontale bzw. leicht geneigte Schneckenförderer werden jedoch auch mit Drehzahlen betrieben, die über die Empfehlungen der Norm weit hinausgehen. Eine Auslegungsmöglichkeit solcher Hochleistungs-Schneckenförderer existiert bislang nicht.

## **4 Grundlagen zur Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern**

Um zum einen weitreichende Randeffekte von realen Anlagen in ein Auslegungsverfahren zu integrieren, zum anderen aber eine wissenschaftlich reproduzierbare Grundlage zu verwenden, soll im folgenden eine Art Mischform zwischen Analytik und Empirik, also zwischen rein wissenschaftlich-theoretischem und pragmatischem, experimentellen Vorgehen genutzt werden. Als Grundlage der Auslegung dienen Vorgehensweisen, wie sie bereits in früheren Forschungsarbeiten entwickelt und verwendet wurden. Mit Hilfe neu entwickelter, empirisch ermittelter, mehrdimensionaler Kennwerte soll eine Integration analytisch nicht fassbarer Effekte erzielt werden. In einem ersten Schritt sollen hierbei die theoretischen Annahmen und Grundlagen geklärt werden. Dabei steht nicht die Herleitung der Zusammenhänge im Einzelnen im Vordergrund, sondern die zum Verständnis notwendigen Grundlagen.

### **4.1 Grundlagen des Schneckenförderers**

Die Förderung beim Schneckenförderer basiert immer auf dem Prinzip des Zusammenwirkens von Schraube und Mutter. Die Bewegung beruht prinzipiell auf einer Relativgeschwindigkeit zwischen der Schneckenwendel (Schraube) und dem Fördergut (Mutter). Völlig unterschiedlich ist hingegen in den verschiedenen Förderbereichen das Wirkprinzip, das die Ursache für den Geschwindigkeitsunterschied ist.

Für den Fall der waagrechten bzw. leicht geneigten Förderung, dem Geltungsbereich der DIN [DIN 15262] bis zu einer Neigung von  $20^\circ$  gegenüber der Horizontalen, wird das Fördergut durch seine eigene Gewichtskraft in einer Lage am Trogboden gehalten. Die Reibung gegen das Schneckenblech ist durch den sehr geringen Anteil der Gewichtskraftkomponente normal zum Schneckenblech sehr klein und reicht daher nur für eine geringe Auslenkung aus der untersten Lage aus. Das Gut verharrt nach dem Anlauf stationär auf einer Mantellinie des Troges und wird folglich rein translatorisch in Achsrichtung bewegt. Hierbei legt das Schüttgut bei einer Schneckenumdrehung genau den Weg einer Ganghöhe zurück. Die rotierende Schneckenwendel schiebt das Material vor sich her, wobei ein Mitdrehen des Schüttgutkörpers infolge der aus der Gewichtskraft resultierenden Reibkraft an der Trog- bzw. Rohrrinnenwand

behindert wird. Erhöht man die Drehzahl innerhalb des Geltungsbereiches der Norm, so ändert sich dieser Gleichgewichtszustand, das Gut wird etwas weiter von der untersten Mantellinie ausgelenkt, verharrt aber dann wieder stationär in dieser Lage und wird wiederum rein in Achsrichtung vor der Wendel hergeschoben.

Bei Drehzahlen, die außerhalb des Gültigkeitsbereichs der DIN 15262 liegen, ist ebenfalls eine Förderung möglich, wobei sich aber die Charakteristik des Fördervorgangs grundlegend ändert. Allein die Änderung des Füllungsgrades eines waagrecht oder leicht geneigten Förderers verursacht Nebenströme, die nicht mehr in die eigentliche Förderrichtung weisen. Ein Teil der Kammerfüllung fließt dann über die Welle ohne axial gefördert zu werden oder fließt bei geneigter Schneckenachse sogar in den darunter liegenden Gang. Da dieser Anteil des Fördergutes nicht analytisch beschreibbar ist, sondern eine nur statistisch greifbare Größe ist, die von einer Vielzahl von Einflussfaktoren abhängt, ist eine Vorausberechnung dieses Zustandes bis heute nicht möglich. Damit wird auch eine Vorhersage über den erzielbaren Massenstrom und den benötigten Leistungsbedarf in diesem Bereich unmöglich.

Für die Steil- und Vertikalförderung gelten grundlegend unterschiedliche Voraussetzungen zur Erfüllung der Förderaufgabe. Zwei wesentliche Merkmale unterscheiden diese Betriebsform eines Schneckenförderers von der zuvor beschriebenen. Zum einen liegt das Drehzahlniveau weit über den Grenzen, die die DIN 15262 empfiehlt, zum anderen wird die rein translatorische Gutbewegung in axialer Richtung von einer Rotationsbewegung überlagert. Vereinfacht wird nur von einer Rotationsbewegung gesprochen, richtiger wäre jedoch, wenn man von einer Schraubenlinienförmigen Bewegung spricht.

Um die Wirkungsweise genauer zu analysieren, muss der Vorgang vom Starten des Antriebsmotors bis zur eigentlichen Förderung, also von der Drehzahl 0 bis zur Nennzahl der Förderanlage betrachtet werden.

Das Schüttgut lastet hierbei, teilweise oder ganz, mit seinem Eigengewicht auf der Schneckenwendel.

Die Reibung zwischen Schüttgut und Schneckenwendel lässt das Schüttgut mit der Schneckenwelle rotieren, die Winkelgeschwindigkeit des Gutes entspricht bei niedrigen Drehzahlen der der Schnecke. Dadurch übt das Schüttgut infolge der Drehbe-

wegung eine Normalkraft auf die Rohrwand aus. Die daraus resultierende Reibkraft zwischen Schüttgut und Rohrwand wirkt entgegen der absoluten Schüttgutbewegung. Ab einem Gleichgewichtszustand zwischen der Reibkraft auf die Schneckenwendel und der dazu gleichgerichteten Komponente der Reibung zwischen Gut und Rohr wird die Drehbewegung des Schüttgutes relativ zur Drehbewegung der Schneckenwelle verzögert. Folglich gleitet die Schneckenwendel unter dem Schüttgut durch und bewegt das Schüttgut mit einer Geschwindigkeitskomponente in axialer Richtung. Steil- bzw. Senkrechtschnecken benötigen also eine Mindestdrehzahl, damit die nötige Normalkraft zur Abstützung und Verzögerung an der Rohrwand aufgebaut wird. Damit wird klar, dass der wirkliche Wirkmechanismus aus den Eigenschaften des Schüttgutes selbst kommt und damit nur über deren ausführliche Charakterisierung beschrieben und in eine Berechnung eingebracht werden kann.

Innerhalb der Steilförderung gilt die Senkrechtförderung als der ungünstigste Förderfall sowohl unter dem Aspekt der Betriebssicherheit als auch unter dem Gesichtspunkt des Leistungsbedarfs. Obwohl es für diesen Sonderfall eine Reihe von Berechnungsansätzen gibt, ist es bislang noch nicht gelungen, eine allgemein gültige Berechnungsvorschrift im Sinne einer Norm zu entwickeln. Die bisher bekannten Modelle berücksichtigen die maßgeblichen Betriebs-, Stoff- und Konstruktionsparameter [Feh-78] sowie deren wechselseitige Einflüsse in unterschiedlichem Maße.

## 4.2 Kinematik der Einzelkörperförderung

Grundlage aller bisherigen analytischen Modelle des Schneckenförderers für Schüttgut war die allgemeine Beschreibung der Einzelkörperbewegung in einer beliebig geneigten Förderschnecke [Böt-63], wobei oftmals nur der Sonderfall der Vertikalförderung Berücksichtigung fand. Durch das in diesem Fall gleichartige Bewegungsverhalten von Einzelkörper und Schüttgut kann das Einzelkörpermodell in einfacher Weise auf einen Schüttgutkörper übertragen werden [Gab-81].

Die Betrachtung der auf den Einzelkörper wirkenden Kräfte erlaubt die Festlegung zweier grundlegender Randbedingungen:

- Der punktförmige Einzelkörper berührt das Fördergerät stets an zwei Punkten - an der Rohrwand und an der Oberseite der Schneckenwendel. Der Einzelkörper gleitet entlang der Wendeloberfläche und dem Schneckenrohr und wird so geführt.
- Die Bewegung resultiert aus den am Einzelkörper angreifenden Kräften. Dies sind die Gewichtskraft des Einzelkörpers und die Reibkräfte zwischen Einzelkörper und Wendeloberseite bzw. Rohrwand.

Mit der ersten Annahme ergibt sich für den Ortsvektor des Einzelkörpers zu jedem Zeitpunkt:

$$x = r \cdot \cos \nu \quad (4.1)$$

$$y = r \cdot \sin \nu \quad (4.2)$$

$$z = \frac{H}{2 \cdot \pi} \cdot \nu = r \cdot \nu \cdot \tan \alpha \quad (4.3)$$

Der Winkel  $\alpha$  stellt dabei die Neigung zwischen der Schneckenwendel und der achs-orthogonalen Ebene – im vertikalen Fall gegenüber der Horizontalen – dar.

Die zeitliche Ableitung des Ortsvektors ergibt schließlich Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Einzelkörpers.

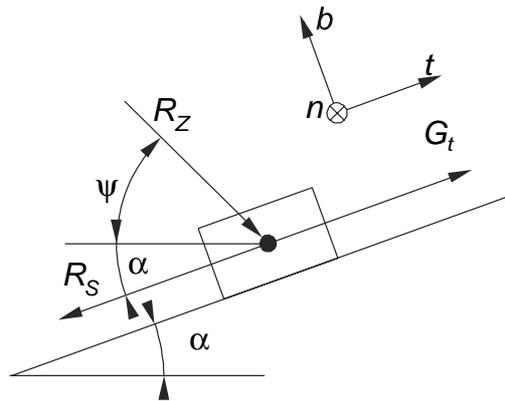


Abb. 4.1: Darstellung der an einem freigeschnittenen Einzelkörper in der  $t,b$ -Ebene angreifenden Kräfte mit der Reibkraft  $R_z$  zwischen Einzelkörper und Rohinnenwand, der Reibkraft  $R_s$  zwischen Einzelkörper und Schneckenwendel sowie  $G_t$  als Tangentialkomponente der Gewichtskraft

Es erscheint zweckmäßig, ein bewegtes Koordinatensystem einzuführen, in dem sich die Geschwindigkeit und die Kräfte in möglichst einfacher Weise bestimmen lassen. Solch ein Koordinatensystem ist in Abb. 4.1 und Abb. 4.2 dargestellt. Das als  $t,n,b$ -System (tangential, normal, binormal) bezeichnete Koordinatensystem läuft hierbei mit der Förderschnecke um.

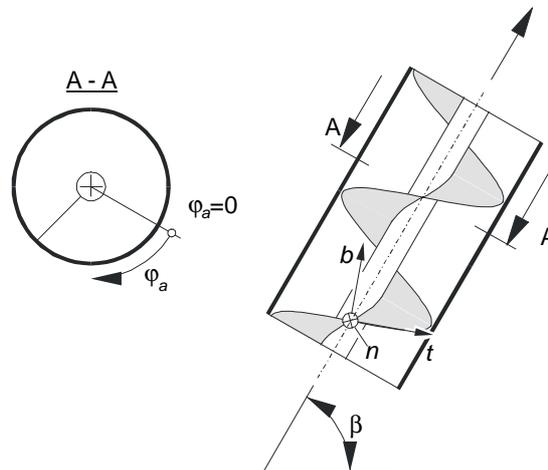


Abb. 4.2:  $t,n,b$ -Koordinatensystem in einer um den Winkel  $\beta$  geneigten Förderschnecke

Die Bewegungsgleichungen können durch das Kräftegleichgewicht am Einzelkörper hergeleitet werden. Dabei wird der Impulssatz mit den Kräften aus Abb. 4.1 in  $t$ -Richtung zur Anwendung gebracht.

Der Impulssatz in  $t$ -Richtung liefert die Differentialgleichung

$$m \cdot \ddot{i} = \sum F_t = G_t - R_S + R_Z \cdot \cos(\psi + \alpha) \quad (4.4)$$

mit  $G_t$  als der tangentialen Komponente der Gewichtskraft und  $R_Z$  bzw.  $R_S$  als den Reibkräften an den Berührungspunkten zu Rohrwand und Schneckenwendel.

Die Reibkraft  $R_Z$  zwischen Einzelkörper und Rohrwand resultiert aus den auf die Rohrwand wirkenden Normalkräften. Diese werden zum einen von der Fliehkraft  $F_Z$ , die Folge der Rotation ist, mit

$$F_Z = m \cdot r_a \cdot \dot{\varphi}_a^2 = m \cdot r_a \cdot \omega_a^2 \quad (4.5)$$

zum anderen von der Normalkomponente  $G_n$  der Eigengewichtskraft gegenüber der Rohrwand verursacht.  $G_n$  wird für den Fall der senkrechten Förderung gleich Null.

Die Reibkraft  $R_Z$  ergibt sich damit zu:

$$R_Z = \mu_z \cdot (m \cdot r_a \cdot \dot{\varphi}_a^2 - G_n) \quad (4.6)$$

mit  $\mu_z$  als Gleitreibungsbeiwert für die Paarung Einzelkörper (Fördergut) zu Rohrwand,  $m$  als Masse des Einzelkörpers und  $r_a$  als Rohrwandradius.

Wie Abb. 4.1 zeigt, schließt die Wirkungslinie der Reibkraft  $R_Z$  an der Rohrwand dabei mit einer bezüglich der Schneckenwelle orthogonalen Ebene den Winkel  $\psi$  ein. Dieser bezeichnet zugleich zu jedem Zeitpunkt die momentane Richtung der Absolutgeschwindigkeit des Einzelkörpers. Der Winkel  $\psi$  wird als Förderwinkel bezeichnet.

Die Reibkraft  $R_S$  auf der Wendeloberseite wirkt stets in tangentialer Richtung und zwar entgegen der relativen Bewegung des Einzelkörpers gegenüber der Wendel. Hervorgerufen wird diese Reibkraft von den Binormalkomponenten der Gewichtskraft  $G$  und der binormalen Komponente der Reibkraft  $R_Z$ . Es gilt:

$$R_S = \mu_S \cdot (-G_b) + \mu_S \cdot R_Z \cdot \sin(\alpha + \psi) \quad (4.7)$$

$\mu_S$  bezeichnet den Gleitreibungsbeiwert zwischen Einzelkörper (Fördergut) und Wendeloberseite.

Bislang ist die Gewichtskraft  $G$  lediglich im raumfesten  $x,y,z$ -Koordinatensystem bekannt mit

$$G_x = 0 \quad (4.8)$$

$$G_y = 0 \quad (4.9)$$

$$G_z = -m \cdot g \quad (4.10)$$

Im bewegten  $t,n,b$ -Koordinatensystem können die Gewichtskraftkomponenten als

$$G_t = m \cdot g \cdot (\cos \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi_a - \sin \alpha \cdot \sin \beta) \quad (4.11)$$

$$G_n = m \cdot g \cdot (-\cos \varphi_a \cdot \cos \beta) \quad (4.12)$$

$$G_b = m \cdot g \cdot (-\sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi_a - \cos \alpha \cdot \sin \beta) \quad (4.13)$$

dargestellt werden.

Einzig der Förderwinkel  $\psi$  aus Gleichung (4.7) ist noch unbekannt. Gemäß den Vorüberlegungen gleitet der Einzelkörper entlang der Schneckenwendel und dem Schneckenrohr. Damit ist die Bewegungsrichtung gegenüber der Schneckenwendel festgelegt. Die Absolutgeschwindigkeit des Gutes und damit der Förderwinkel erge-

ben sich folglich aus einer Überlagerung einer schraubenlinienförmigen Bewegung entlang der Schneckenwendel und der Rotation der Schneckenwendel. Diese Größen beruhen ausschließlich auf den kinematischen Zusammenhängen zwischen der Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_a$ , der Winkelgeschwindigkeit der Schnecke  $\omega_s$  und dem Neigungswinkel  $\alpha$  der Schneckenwendel gegenüber der Schneckenachse. Aus den in Abb. 4.3 dargestellten Geschwindigkeitsdreiecken können nun die notwendigen Beziehungen zur vollständigen Beschreibung von Gleichung (4.4) ermittelt werden.

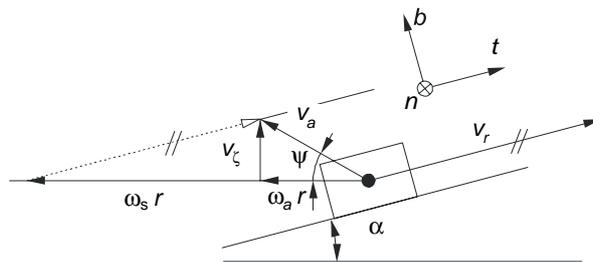


Abb. 4.3: Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke in der  $t,b$ -Ebene

$$\psi = \arctan \left[ \left( \frac{\omega_s}{\omega_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] \quad (4.14)$$

$$v_\zeta = r \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot \tan \alpha \quad (4.15)$$

$$v_r = \frac{r \cdot (\omega_s - \omega_a)}{\cos \alpha} \quad (4.16)$$

$$v_a = \frac{r \cdot \omega_a}{\cos \psi} \quad (4.17)$$

$\omega_s = 2 \cdot \pi \cdot n_s / 60$  bezeichnet die Winkelgeschwindigkeit der Schneckenwendel.

Mit diesen Größen lässt sich nach Anwendung des Kräftegleichgewichts die Bewegungsgleichung eines Einzelkörpers in einer beliebig geneigten Schnecke herleiten:

$$\begin{aligned}
 & \frac{r_a}{\cos \alpha} \cdot \ddot{\varphi}_a + \\
 & \left[ r_a \cdot \dot{\varphi}_a^2 + g \cdot \cos \varphi_a \cdot \cos \beta \right] \cdot \mu_Z \cdot \cos \left\{ \arctan \left[ \left( \frac{\omega_s}{\dot{\varphi}_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] + \alpha \right\} - \\
 & g \cdot \mu_S \cdot (\sin \varphi_a \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha + \sin \beta \cdot \cos \alpha) - \\
 & \mu_S \cdot \left[ r_a \cdot \dot{\varphi}_a^2 + g \cdot \cos \varphi_a \cdot \cos \beta \right] \cdot \mu_Z \cdot \sin \left\{ \arctan \left[ \left( \frac{\omega_s}{\dot{\varphi}_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] + \alpha \right\} + \\
 & g \cdot (\sin \varphi_a \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha - \sin \beta \cdot \sin \alpha) = 0 \quad .
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung beschreibt die Bewegung eines Einzelkörpers in einer beliebig geneigten Förderschnecke vollständig.

Die Bewegung eines Einzelkörpers kann nach Böttcher [Böt-63] in Abhängigkeit der Neigung und der Schneckendrehzahl drei charakteristische Bewegungszustände annehmen (Abb. 3.1). Jeder Bewegungszustand wird einem Bereich zugeordnet:

- Bereich I

Bis zu einem Grenzwinkel  $\varphi_{Grenz}$  bewegt sich der Körper im Beharrungszustand gleichförmig geradlinig in Achsrichtung des Schneckenförderers. Somit gilt

$$\dot{\varphi}_a = \omega_a = 0 \tag{4.19}$$

und demzufolge

$$\ddot{\varphi}_a = 0 \tag{4.20}$$

mit

$$\psi = \frac{\pi}{2} \tag{4.21}$$

Die axiale Geschwindigkeit resultiert aus Gleichung (4.12), unter Verwendung der Gleichungen (4.3) und (4.18):

$$v_{\zeta} = r_a \cdot (\omega_s - \omega_a) \cdot \tan \alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot n_s \cdot H}{2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot 60} = \frac{n_s \cdot H}{60} \quad (4.22)$$

Der Grenzwinkel  $\varphi_{Grenz}$  beschreibt eine Auslenkung des Einzelkörpers bezüglich der untersten Mantellinie des Förderrohrs abhängig von der Achsneigung  $\beta$ . Die Bestimmungsgleichung lautet nach Böttcher [Böt-63]:

$$\sin \varphi_{Grenz} - \mu_Z \cdot \tan(\alpha + \rho_g) \cdot \cos \varphi_{Grenz} - \tan(\alpha + \rho_g) \cdot \tan \beta = 0 \quad (4.23)$$

Dabei ist  $\rho_g$  der Reibwinkel zwischen Einzelkörper und Wendel.

- Bereich II

Eine Lösung für den Bereich II ist nicht möglich, da sich der Einzelkörper von der Rohrrinnenwand ablöst und unkontrolliert auf der Wendel abrutscht. Dadurch ist kein analytisch erfassbarer Bewegungsfortschritt zu erzielen.

- Bereich III

Der Bereich III ist durch eine stetige rotatorische Bewegung des Einzelkörpers gekennzeichnet. Nach Böttcher ist aber eine Mindestdrehzahl der Schneckenwendel notwendig, die kritische Drehzahl  $n_k$ . Hierbei gleitet der Körper gerade nicht mehr abwärts.

Es gilt somit

$$\bar{\omega}_a = \omega_s = \omega_k \quad (4.24)$$

wobei  $\bar{\omega}_a$  die über dem Umfang gemittelte Winkelgeschwindigkeit des Einzelkörpers bezeichnet.

Eingesetzt in die Bewegungsgleichung (4.17) lässt sich die ideale kritische Winkelgeschwindigkeit zu

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g \cdot \sin \beta}{\mu_Z \cdot r_a} \cdot \tan(\alpha + \rho_g)} \quad (4.25)$$

berechnen. Für den Sonderfall der Vertikalförderung ist  $\sin \beta = 1$ . Damit ist die Kinematik eines Einzelkörpers für alle Förderbereiche eindeutig beschrieben.

### 4.3 Mechanik von Schüttgütern

Ausgehend von der Kinematik eines Einzelkörpers ist bei einem Übergang zu allgemeinen Schüttgütern erst einmal eine Betrachtung der mechanischen Eigenschaften des Gutes notwendig. Wegen des starken Einflusses der Schüttguteigenschaften auf das Förderverhalten des Schneckenförderers kann bei der Modellbildung eine Abbildung der Charakteristika des Schüttgutes in keinem Fall umgangen werden. Dies geschieht in den bis heute bekannten Modellen zur Beschreibung der Schüttgutbewegung in Schneckenförderern - meist werden nur die vertikalen Anwendungsfälle betrachtet - auf unterschiedliche Weise. Besonders schwierig ist in diesem Zusammenhang letztendlich das Abbilden des spezifischen Verhaltens des Schüttgutes während der Förderung.

Der Begriff Schüttgut umfasst alle schüttfähigen Materialien, die lose lager- oder transportfähig sind. Hierzu gehören beispielsweise Getreide oder Zement. Wegen der vielfältigen Arten und Anwendungen von Schüttgütern werden diese nach unterschiedlichsten Merkmalen klassifiziert. Die internationale Norm der „Federation Europeenne de la Manutention“ gibt in der FEM 2581 [FEM 2581] einen Überblick, unter welchen Gesichtspunkten ein Schüttgut zu betrachten ist. In den Normen FEM 2582, 2181, 2381, 2481 werden die allgemeinen und spezifischen Schüttguteigenschaften hinsichtlich der Klassifizierung definiert. Kennwerte, die die Konsistenz und den Zustand des Gutes beschreiben sind zum Beispiel Kornform, Korngrößenverteilung, Feuchte oder Dichte.

Zu den allgemeinen Schüttguteigenschaften nach FEM 2582 [FEM 2582] zählen folgende Merkmale:

- Kornform
- Böschungswinkel
- Eigenschaften des Gutes
- Feuchtigkeit
- Schüttdichte
- Zusatzinformationen

Als Kriterien von spezifischen Schüttguteigenschaften für unterschiedliche Anwendungsbereiche wie beispielsweise der mechanischen Förderung, der pneumatischen Förderung oder der Lagerung in Silos benennen die Normen FEM 2181, 2381, 2481 [FEM 2181, FEM 2381, FEM 2481] zum Beispiel:

- Korngröße bzw. Korngrößenverteilung
- chemische Aggressivität und Korrosivität
- Abrasivität
- Fließverhalten

Die unter dem Begriff Fließverhalten / Fließeigenschaften zusammengefassten Größen (Reibwerte usw.) kennzeichnen die Verformungseigenschaften des Gutes.

Darüber hinaus beschreiben diese Normen die Vorgehensweise zur Ermittlung der spezifischen Schüttguteigenschaften sowie verschiedene messtechnische Einrichtungen zur Bestimmung der jeweiligen Kennwerte.

Speziell für die Förderung von Schüttgütern in Schneckenförderern relevant sind dabei die mechanischen Eigenschaften der Güter, wie sie die Schüttgutmechanik beschreibt. Als herausragende Kenngrößen können hier das Fließverhalten, die innere Reibung und die Kohäsion unter anderen genannt werden. Da diese zur Beschreibung des Verhaltens von Schüttgütern in jedem Falle berücksichtigt werden

müssen, soll im Folgenden näher auf deren physikalische Wirkprinzipien und bekannte wissenschaftliche Beschreibungen eingegangen werden.

### 4.3.1 Fließeigenschaften

Im Gegensatz zu den meisten Flüssigkeiten oder idealen Fluiden können Schüttgüter, bedingt durch die im Schüttgut vorherrschende innere Reibung bei von außen aufbrachten Kräften oder Belastungen, ihrer Verformung einen Widerstand entgegensetzen. Als Folge davon wirken in jeder Schnittebene Druck- und Schubspannungen.

Überschreiten diese Schubspannungen in einer beliebigen Schnittebene des Schüttguthaufwerks infolge einer äußeren Belastung eine kritische Größe, so geht die bis dahin rein elastische Verformung des Haufwerks in den Zustand der plastischen Verformung über, das Haufwerk „bricht“ oder gleitet aufeinander ab. Dieser Vorgang wird als Fließen bezeichnet [Geb-82].

Weiter führen verschiedene Effekte innerhalb des Haufwerks dazu, dass einzelne Schüttgutpartikel aneinander haften. Ursache für diese so genannte Kohäsion [Schwe-68] sind unter anderem Van der Waals-Kräfte und elektrostatische Anziehungskräfte, Flüssigkeitsbrücken, Schmelzhaftung sowie Sinterung. Für trockene Schüttgüter kann jedoch Kohäsion bei Partikelgrößen oberhalb von 100 - 200  $\mu\text{m}$  vernachlässigt werden [Pahl-89].

Vor diesem Hintergrund können Schüttgüter hinsichtlich des Fließverhaltens grundsätzlich in zwei Gruppen eingeteilt werden [Pahl-89], in

- frei fließende, kohäsionslose und
- kohäsive Schüttgüter

Kohäsionslose Schüttgüter können lediglich Schub- und Druckspannungen übertragen, nicht aber Zugspannungen oder zumindest nur in sehr geringem Maße. Das Verhalten entspricht damit weder dem eines Festkörpers noch dem einer Flüssigkeit, sondern kommt, je nach seiner vorliegenden, beanspruchungsabhängigen Kondition - zum Beispiel verfestigt oder fluidisiert - entweder dem einen oder anderen Aggre-

gatzustand näher. Diese komplexen Eigenschaften führen dazu, dass bis heute weder ein umfassendes Stoffgesetz für Schüttgüter vorliegt, noch die aus der Elasto- oder Hydromechanik bekannten Stoffgesetze eine hinreichend genau Beschreibung des Schüttgutverhaltens erlauben. Um trotzdem Aussagen über den im Gut vorliegenden Spannungszustand treffen zu können, zieht man anstelle des real vorhandenen Zustandes eines dispersen Stoffes – Korn und umgebendes gasförmiges Fluid – einen homogenen Gutkörper heran, in dem innere Reibkräfte vorherrschen. Solange die Abmessungen eines Einzelkornes gegenüber dem Gesamtvolumen klein bleiben, ist diese Vereinfachung zur Beschreibung zulässig.

Wann es innerhalb eines Schüttguthaufwerks zum Fließen kommt, also wann einzelne Schüttgutzone aufeinander abgleiten, beschreiben die Fließkriterien. Maßgeblich sind dabei die auf das Haufwerk einwirkenden Spannungen und die physikalischen Wirkprinzipien, die zu diesen Spannungen geführt haben [Schwe-68].

Zu den ältesten Fließkriterien zählt das aus der Plastizitätsbeschreibung spröder Stoffe abgeleitete Kriterium nach Mohr-Coulomb. Als Analogie zur Festkörperreibung gilt dieses für den statischen bzw. langsamen stationären Fließvorgang und findet in der Bodenmechanik weit verbreitete Anwendung. Der Beginn des stationären Fließens kann durch einen Zusammenhang zwischen der Normalspannung  $\sigma$ , dem Winkel der inneren Gutreibung  $\varphi_e$  und der resultierenden Schubspannung  $\tau$  sowie der übertragbaren Scher- oder Zugspannung  $c$  kohäsiver Schüttgüter ausgedrückt werden [Gol-71]. Dieser Zusammenhang wird durch die folgende Ungleichung beschrieben:

$$\tau \leq \sigma \cdot \tan \varphi_e + c \quad (4.26)$$

Bei kohäsionslosen Gütern hat  $c$  den Wert  $c=0$ . Die Grenzbedingung der Ungleichung

$$\tau = \sigma \cdot \tan \varphi_e + c \quad (4.27)$$

stellt den Übergang zum Fließen dar; die dadurch beschriebenen Geraden werden Coulombgeraden genannt (s. Abb. 4.4). Eine Ursprungsgerade stellt den Sonderfall für kohäsionslose Schüttgüter dar.

Die Steigung der Geraden entspricht dem Winkel der inneren Gutreibung  $\varphi_e$ . Damit schließt die Gerade mit der Abszisse den Winkel  $\varphi_e$  ein. Zeichnet man zusätzlich zu den Coulombgeraden noch die Mohrschen Kreise eines beliebigen Spannungszustandes ein, so kann man den dadurch im Schüttgut vorliegenden Spannungszustand ablesen (Abb. 4.4). Für den Fall A liegt der Mohrsche Spannungskreis unterhalb der Coulombgeraden für kohäsive Güter. Der herrschende Spannungszustand kann kein Fließen des Haufwerks verursachen, es liegt lediglich eine elastische Verformung vor. Kreis B hingegen berührt in einem Punkt die Coulombgerade und erfüllt damit das Fließkriterium nach Gleichung (4.27). Das Gut fließt, es liegt ein plastischer Verformungszustand vor.

Spannungszustände oberhalb der Coulombgeraden sind nicht möglich, da durch den Beginn des Fließens die auftretenden Spannungen nicht mehr erhöht werden können. Es können somit keine Mohrschen Spannungskreise existieren, die die Coulombgeraden schneiden. Die maximalen Spannungskreise berühren die Coulombgerade in einem Punkt. Die in Abb. 4.4 eingezeichneten Kreise A und B werden von der Coulombgeraden für kohäsionsloses Gut geschnitten und wären somit bei Betrachtung eines kohäsionslosen Gutes nicht möglich.

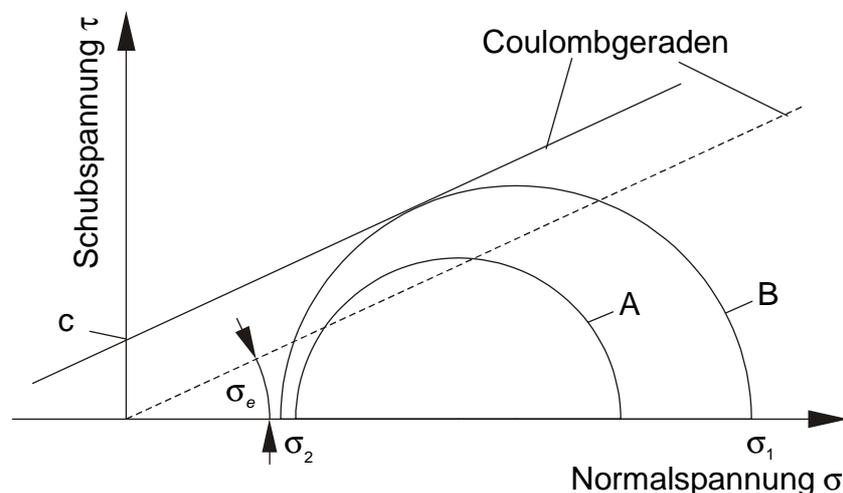


Abb. 4.4: Darstellung des Fließkriteriums nach Mohr-Coulomb für ein kohäsives (Volllinie) und ein kohäsionsloses (Strichlinie) Schüttgut

Das Mohr-Coulomb-Fließkriterium gilt eigentlich nur für den Fall einer konstanten Schüttgutdichte  $\rho_b$  [Pahl-89]. Dies kann im Fall der Bodenmechanik wegen der dort wirkenden hohen Drücke näherungsweise angenommen werden. In der Schüttgut-

mechanik, also speziell auch bei den im Schneckenförderer geltenden Rahmenbedingungen, gilt dies nicht. Die hier wirkenden Spannungen sind um ein bis zwei Zehnerpotenzen niedriger als jene in der Bodenmechanik [Schwe-68].

Da beim Scheren einer Gutprobe eine Volumendilatation auftritt, verändert sich abhängig von der Druckspannung die Gutdichte. Berücksichtigt man diesen Zusammenhang, so weichen die nun dichteabhängigen Fließgrenzen merklich von den Coulombgeraden ab und haben einen degressiven, gekrümmten statt linearen Verlauf (Abb. 4.5). Dieser Zusammenhang wurde eingehend von Jenike untersucht und beschrieben [Jen-61]. Dabei werden Zustände beginnenden Fließens bei jeweils gleicher Dichte miteinander verbunden. Die dadurch entstehenden Verläufe hat Jenike als Fließorte bezeichnet. Jeder Fließort endet an seinem größten Spannungskreis, der nach einem hinreichend großen Scherweg erreicht wird. Der Endpunkt des Fließortes beschreibt den Zustand des stationären Fließens bei Volumenkonstanz, während der Fließort sämtliche Spannungszustände darstellt, bei denen das Schüttgut in der Scherzone unter Volumenausdehnung zu fließen beginnt [FEM 2381].

Bildet man die Einhüllende dieser größten Spannungskreise, so entspricht diese einer Geraden mit dem Steigungswinkel  $\varphi_{st}$ . Diese Gerade wurde von Molerus als stationärer Fließort bezeichnet [Mol-85]. Jenike führte zuvor vereinfachend eine durch den Ursprung gehende Tangente an den Spannungskreis des stationären Fließens ein, die von ihm als effektiver Fließort bezeichnet wird. Diese schließt in der Mohrschen Darstellung mit der Abszisse den Winkel  $\varphi_e$  ein, von Jenike effektiver Reibungswinkel genannt. Genau wie der Winkel  $\varphi_{st}$  ist  $\varphi_e$  ein Maß für die innere Reibung. Im Gegensatz zum Winkel  $\varphi_{st}$  kann  $\varphi_e$  keine physikalische Deutung zugeordnet werden [Schwe-82].

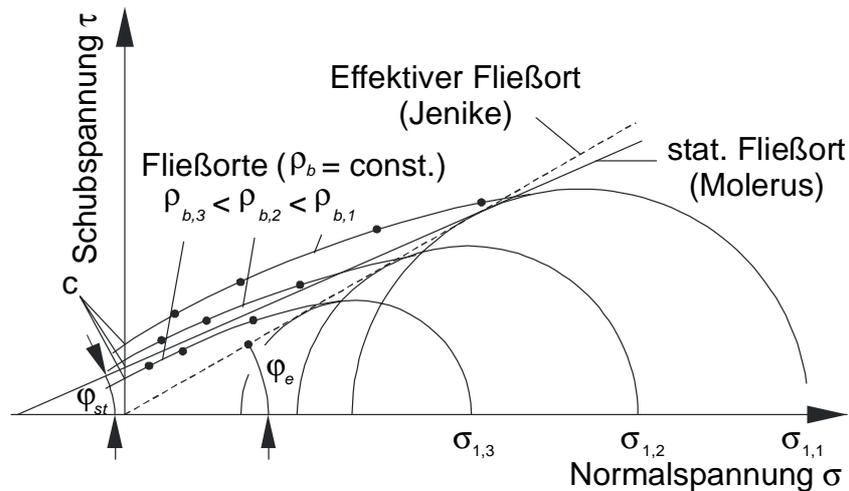


Abb. 4.5: Fließorte und Fließkriterien

Bei kohäsionslosem Schüttgut ist der Einfluss der Gutdichte auf die Fließorte gering, diese liegen näher aneinander, es stellt sich nur eine Gerade ein. Damit fallen sowohl Fließort und effektiver Fließort als auch stationärer Fließort zusammen [Schwe-82]. Analog zum Mohr-Coulomb-Kriterium ist die Anwendung des stationären Fließens [Mol-85], es gilt aber nur unter der Bedingung eines gleich bleibenden Spannungszustandes [Wei-90].

Bei kohäsionslosem Gut, das im Folgenden ausschließlich betrachtet wird, eignet sich somit das Fließkriterium von Mohr-Coulomb, um einen Zusammenhang zwischen Schub- und Normalspannungen im Schüttgut im statischen Grenzfall oder im Zustand des langsamen, stationären Fließens herzustellen. Treten darüber hinaus schnelle Scherbewegungen im Innern eines Schüttgutvolumens auf, so werden die wirkenden Schubspannungen  $\tau$  in den Gleitebenen von interpartikulären Stößen überlagert und beeinflusst. Für eine Beschreibung dieser Schubspannungen ist ein erweitertes Fließgesetz notwendig.

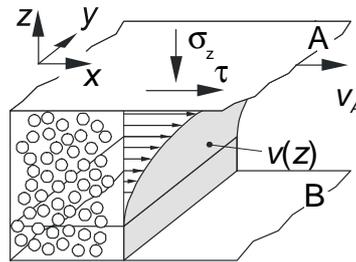


Abb. 4.6: Geschwindigkeitsprofil  $v(z)$  zwischen zwei schnell gegeneinander bewegten, rauen, unendlich ausgedehnten Platten A und B

Stadler hat hierzu eine Möglichkeit formuliert, Schubspannungen beim schnellen, stationären Fließen anhand einer Betrachtung der in einem Volumenelement dissipierten Energie zu beschreiben [Stad-86]. Mit Hilfe einer Energiebilanz am differentiellen Volumenelement kann zunächst der Zusammenhang zwischen in der Scherzone übertragener Schubspannung  $\tau$  und der dissipierten Energierate  $dW'$  beschrieben werden:

$$\frac{dW'}{dV} = \tau \cdot \kappa \quad (4.28)$$

Darin stellt  $\kappa$  den Gradienten eines Geschwindigkeitsfeldes  $v(z)$  in der Scherzone (Abb. 4.6) dar:

$$\kappa = \frac{dv(z)}{dz} \quad (4.29)$$

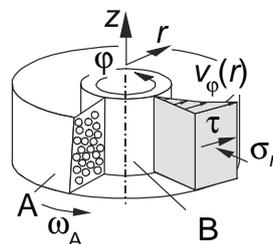


Abb. 4.7: Geschwindigkeitsprofil  $v_\phi(r)$  zwischen zwei gegeneinander bewegten, rauen, unendlich ausgedehnten Zylindern A und B

Die Schergeschwindigkeit lässt sich auch für den axialsymmetrischen Fall formulieren (Abb. 4.7) [Tru-80]. Für die rotatorische Bewegung in der um die z-Achse eines Zylinderkoordinatensystems gekrümmten Scherzone gilt:

$$\kappa = r \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left( \frac{v_\varphi}{r} \right) = r \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left( \frac{\omega \cdot r}{r} \right) = r \cdot \frac{d\omega}{dr} \quad (4.30)$$

Unter Vernachlässigung der dissipierten Energie zur Deformation von Einzelpartikeln setzt sich die dissipierte Energierate  $dW'$  aus einem Anteil Coulombscher Reibung und einem Impulsaustauschanteil, auf Grund von Partikelstößen, zusammen:

$$dW' = dW'_C + dW'_{St} = \tau \cdot \kappa \cdot dV \quad (4.31)$$

Unter Vernachlässigung der geschwindigkeitsabhängigen Festkörperreibung, was nach Stadler [Stad-86] zulässig ist, erhält man den Coulombanteil  $dW'_C$  der dissipierten Energierate

$$dW'_C = \mu_G \cdot \sigma \cdot \kappa \cdot \operatorname{sgn} \kappa \cdot dV \quad (4.32)$$

mit dem inneren Reibbeiwert des Gutes  $\mu_G = \tan \varphi_e$  (4.33)

Der durch Partikelstöße ausgetauschte Impuls kann in der Energiedissipation mit der Kenntnis des als Stoßfaktor bezeichneten Koeffizienten  $\beta_{Part}$  berücksichtigt werden. Der Stoßfaktor wiederum hängt von der Porosität der Schüttgutpackung ab.

$$dW'_{St} = \beta_{Part} \cdot \rho_{Part} \cdot D_{Part}^2 \cdot \kappa^3 \cdot \operatorname{sgn} \kappa \cdot dV \quad (4.34)$$

Aus den Gleichungen (4.28), (4.29) sowie (4.31) bis (4.34) ergibt sich letztlich die im Schüttgut übertragene Schubspannung  $\tau$  bei schnellem, stationärem Fließen

$$\tau = \left( \mu_G \cdot \sigma + \beta_{Part} \cdot \rho_{Part} \cdot D_{Part}^2 \cdot \kappa^2 \right) \cdot \operatorname{sgn} \kappa \quad (4.35)$$

### 4.3.2 Spannungszustände

Der Beanspruchungszustand eines Schüttgutkörpers kann durch die Darstellung im Mohrschen Spannungskreis vollständig beschrieben werden [FEM 2481]. Diese leitet sich aus den Gleichgewichtsbeziehungen am dreieckigen Prisma ab, wodurch der Zusammenhang zwischen am Dreieck angreifenden Schub- bzw. Normalspannungen  $\tau_\alpha$  und  $\sigma_\alpha$  sowie den Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , die in den Schubspannungsfreien Ebenen herrschen, vollständig beschrieben ist (Abb. 4.8).

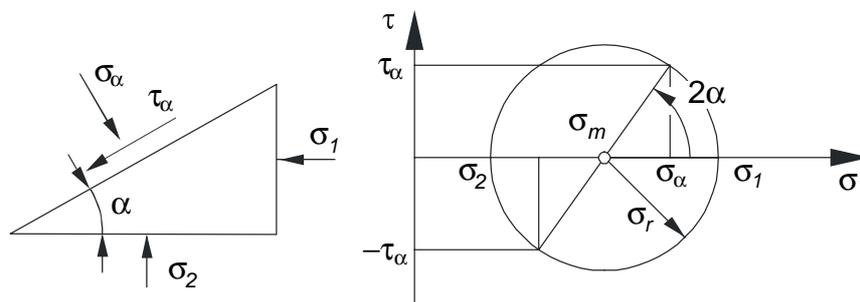


Abb. 4.8: Spannungen an einem prismatischen Schüttgutkörper und deren Darstellung im Mohrschen Spannungskreis

$\sigma_\alpha$  und  $\tau_\alpha$  stellen die Normalspannung bzw. die Schubspannung in einer um den Winkel  $\alpha$  geneigten Schnittebene dar. Die Spannungen senkrecht zur Hauptspannungsebene sollen in diesem Falle nicht berücksichtigt werden. Man spricht daher vom ebenen, zweiachsigen Spannungszustand.

Mit Kenntnis der Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  können somit in jeder beliebigen Schnittebene die Normalspannung  $\sigma_\alpha$  und die Schubspannung  $\tau_\alpha$  ermittelt werden. Weiterhin ist zu erkennen, dass der Betrag der Schubspannung  $\tau_\alpha$  vom Verhältnis der Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  abhängig ist. Begrenzt wird das Verhältnis der Hauptspannungen lediglich durch das bereits zuvor beschriebene Fließkriterium (Abb. 4.4). Sobald der Mohrsche Spannungskreis die Fließgrenze tangiert, kommt es zum Bruch im Schüttgutkörper entlang einer um den Winkel  $\alpha$  gegen die Hauptspannungsebene geneigten Gleitebene. Ein weiteres Anwachsen der Hauptspannungen, wie auch der Schubspannung in der Gleitebene, ist daher nicht mehr möglich.

Abhängig vom Verhältnis der beiden Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , also ob  $\sigma_1$  oder  $\sigma_2$  größer ist, unterscheidet man zwei verschiedene Bruchzustände. Diese werden nach Rankine als aktiver und passiver plastischer (Rankinescher) Spannungszustand bezeichnet.

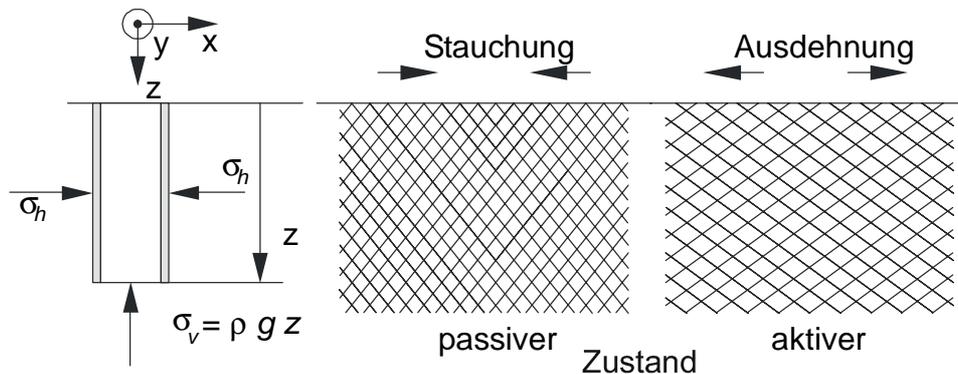


Abb. 4.9: Aktiver bzw. passiver Rankinescher Bruchzustand, dargestellt am Beispiel eines in  $y$ -Richtung unendlich ausgedehnten Schüttgutquaders mit den Hauptspannungen  $\sigma_2 = \sigma_v$  und  $\sigma_1 = \sigma_h$

An Abb. 4.9 soll das Zustandekommen von aktivem bzw. passivem plastischen Rankineschen Bruchzustand erläutert werden:

- Aktiv plastischer Zustand  
Durch Auseinanderrücken der beiden Gutberandungen verringert sich die horizontale Spannung  $\sigma_{1a} = \sigma_h$  am Schüttgutquader und das Material beginnt zu fließen (Ausdehnung in  $x$ -Richtung).
- Passiv plastischer Zustand  
Durch Zusammenrücken der beiden Gutberandungen erhöht sich die horizontale Spannung  $\sigma_{1p} = \sigma_h$  am Schüttgutquader und das Material beginnt zu fließen (Stauchung in  $x$ -Richtung).

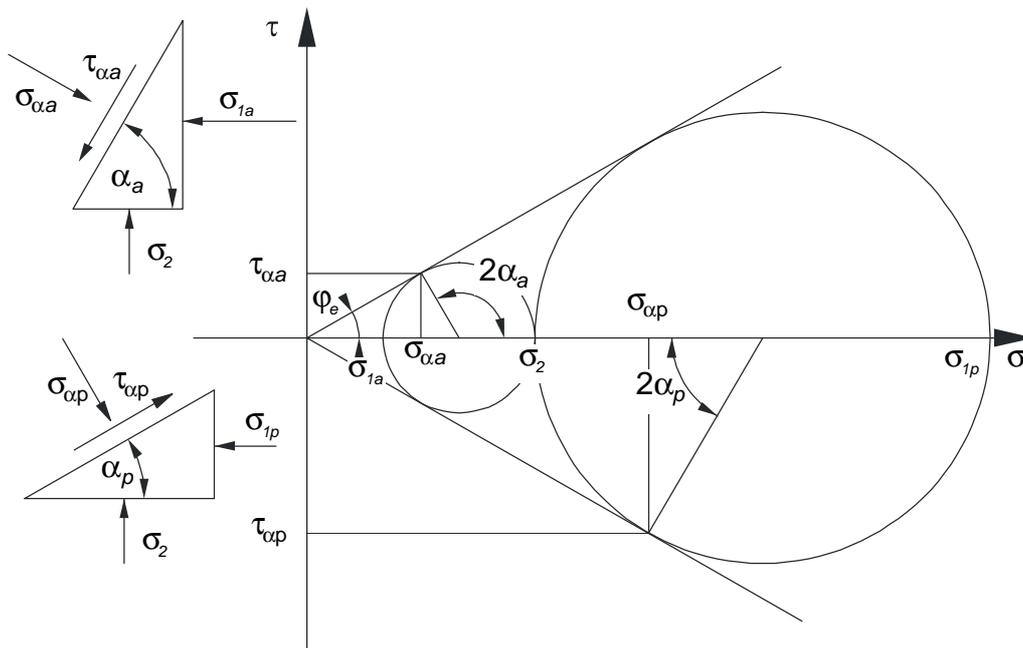


Abb. 4.10: Aktiver und passiver Zustand, dargestellt am Mohrschen Spannungskreis; Darstellung der Bruchebenen an zwei Schüttgutprismen

Der Neigungswinkel  $\alpha$  der Gleitebenen gegen die Hauptspannungsrichtung hängt in beiden Fällen vom inneren Reibungswinkel  $\varphi_e$  ab und kann aus der Mohr-Darstellung des aktiven bzw. des passiven Rankineschen Zustands ermittelt werden (Abb. 4.10).

$$\alpha_a = \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \cdot \varphi_e \quad \text{und} \quad (4.36)$$

$$\alpha_p = \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} \cdot \varphi_e \quad (4.37)$$

Auf Grund ungenügender Stoffgesetze, die den Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung im elastischen Bereich beschreiben könnten, lassen sich nur die plastischen Zustände mit Hilfe des oben eingeführten Fließgesetzes mathematisch eindeutig formulieren. Hier kann man den Spannungszustand im ruhenden Gut durch den aktiv plastischen Zustand beschreiben [Str-68].

Mit dem Verhältnis der an einem Element angreifenden Hauptspannungen und durch Verwendung des Fließkriteriums nach Mohr-Coulomb können die Spannungs-

verhältnisse für den aktiven ( $\lambda_{0a}$ ) bzw. den passiven ( $\lambda_{0p}$ ) plastischen Spannungszustand formuliert werden:

$$\lambda_{0a} = \frac{\sigma_{1a}}{\sigma_2} = \frac{1 - \sin \varphi_e}{1 + \sin \varphi_e} \text{ bzw.} \quad (4.38)$$

$$\lambda_{0p} = \frac{\sigma_{1p}}{\sigma_2} = \frac{1 + \sin \varphi_e}{1 - \sin \varphi_e} \quad (4.39)$$

Durch weiteres Umformen der Gleichungen (4.36a) und (4.36b) erhält man eine Gleichung, die direkt den Zusammenhang zwischen den Hauptspannungen des aktiv und passiv plastischen Bruchzustands sowie dem inneren Reibungswinkel  $\varphi_e$  aufzeigt:

$$\sin \varphi_e = \frac{\sigma_2 - \sigma_{1a}}{\sigma_2 + \sigma_{1a}} = \frac{\sigma_{1p} - \sigma_2}{\sigma_{1p} + \sigma_2} \quad (4.40)$$

Das im Schneckenförderer transportierte Gut unterliegt aber, wie in der Regel jedes Schüttguthaufwerk, einer dreiachsigen Beanspruchung. Der ebene Spannungszustand ist daher auf den räumlichen Fall zu erweitern. In Abb. 4.11 ist der räumliche Spannungszustand für einen beliebigen Schnitt durch ein Schüttgutelement dargestellt. Die Normal- und Schubspannung der Schnittebene liegen innerhalb des größten eingezeichneten Kreises, aber außerhalb der beiden kleineren Spannungskreise, welche die Coulombgerade in keinem Punkt berühren. Innerhalb dieser Fläche befindet sich das Schüttgutelement in einem stabilen elastischen Zustand.

Analog zum zweiachsigen Spannungszustand setzt auch in dieser Darstellung die plastische Verformung, also Fließen ein, wenn der durch die größte und die kleinste Hauptspannung definierte Spannungskreis die Coulombgerade berührt. Die mittlere Hauptspannung  $\sigma_3$  hat auf den Gutbruch keinen Einfluss. Die drei Hauptspannungen  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  und  $\sigma_3$  stehen dabei in den Verhältnissen

$$\lambda_0 = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \quad (4.41)$$

$$\lambda_{01} = \frac{\sigma_1}{\sigma_3} \quad (4.42)$$

$$\lambda_{02} = \frac{\sigma_3}{\sigma_2} \quad (4.43)$$

zueinander.

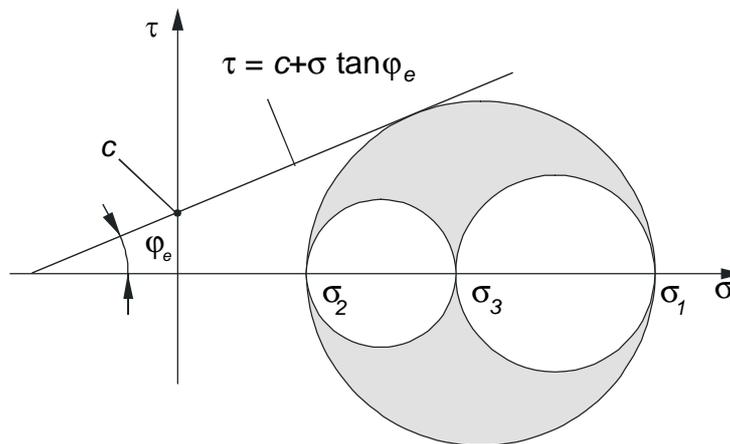


Abb. 4.11: Dreiachsiger Spannungszustand für ein kohäsionsloses Gut

Der Grenzzustand für plastisches Fließen kann im räumlichen Fall - analog zum ebenen Fall - mit der kleinsten und der größten Hauptspannung  $\sigma_2$  und  $\sigma_1$  sowie dem inneren Reibbeiwert  $\varphi_e$  und der Kohäsion  $c$  wie folgt beschrieben werden:

$$\sin \varphi_e = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2 + 2 \cdot c \cdot \cot \varphi_e} \quad (4.44)$$

Diese Gleichung vereinfacht sich für kohäsionslose Schüttgüter mit  $c = 0$  zu

$$\sin \varphi_e = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2} \quad (4.45)$$

### 4.3.3 Wandreibung

Der bislang zu Grunde gelegte unendliche Halbraum zeichnet sich dadurch aus, dass keine Änderungen der Spannungen durch Reibung oder andere Wechselwirkungen an einer das Gut begrenzenden Wand berücksichtigt werden müssen. Reale schüttgutmechanische Aufgaben beinhalten jedoch ebenso die Reibwirkung an der Berandung, da Schüttgut in der Praxis stets an Wandungen grenzt und von diesen berührt wird. Wie im Haufwerkinneren entsteht infolge einer Normalspannung  $\sigma_w$  und Coulombscher Reibung eine an der Wand wirkende Schubspannung

$$\tau_w = \sigma_w \cdot \tan \varphi_w \quad (4.46)$$

mit dem Wandreibungswinkel  $\varphi_w$ . Diese Funktion wird in der Mohrschen Darstellung aufgetragen mit Wandfließort (WFO) bezeichnet [Jen-61] und ist in Abb. 4.12 dargestellt. Bedingt durch die Wandschubspannungen geht das Hauptspannungssystem, charakterisiert durch  $\tau = 0$  bei  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , in ein Normalspannungssystem über. Neben dem Spannungsverhältnis von  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , auch Hauptspannungsverhältnis  $\lambda_0$  genannt, existiert so auch noch das Normalspannungsverhältnis  $\lambda$ , hier mit den Achsrichtungen  $r$  und  $z$  versehen:

$$\lambda = \frac{\sigma_r}{\sigma_z} \quad (4.47)$$

Dies bedeutet, dass bei Erreichen der Normalspannungen von  $\sigma_r$  und  $\sigma_z$  Fließen an der Wand stattfindet, gekennzeichnet durch den Schnittpunkt von Wandfließort (WFO) und Mohrschem Spannungskreis unter der Voraussetzung von  $\varphi_w < \varphi_e$ . Diese Betrachtungsweise kann auch auf den dreiachsigen Spannungszustand erweitert werden. Entsprechend den Gleichungen (4.41) bis (4.43) gehen  $\lambda_{01}$  und  $\lambda_{02}$  über in

$$\lambda_1 = \frac{\sigma_r}{\sigma_\varphi} \quad (4.48)$$

$$\lambda_2 = \frac{\sigma_\varphi}{\sigma_z} \quad (4.49)$$

Bedingt durch die geringere Differenz zwischen den beiden Normalspannungen  $\sigma_r$  und  $\sigma_z$  gegenüber den Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ , gilt für das aktive bzw. passive Spannungsverhältnis:

$$\lambda_a > \lambda_{0a} \text{ bzw. } \lambda_p < \lambda_{0p} \quad (4.50)$$

Aus Abb. 4.12 bzw. Abb. 4.13 wird ersichtlich, dass sich unter dem Einfluss der Wandschubspannung die Gleitlinien an der Wand krümmen und die Hauptspannungen  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$  um den Winkel  $\gamma/2$  gegen die Wand geneigt sind [Grei-94].

Anhand des Mohrschen Spannungskreises können nun die Zusammenhänge zwischen Haupt- und Normalspannungen in Abhängigkeit der Reibwinkel  $\varphi_e$  und  $\varphi_w$  bestimmt werden [Grei-94].

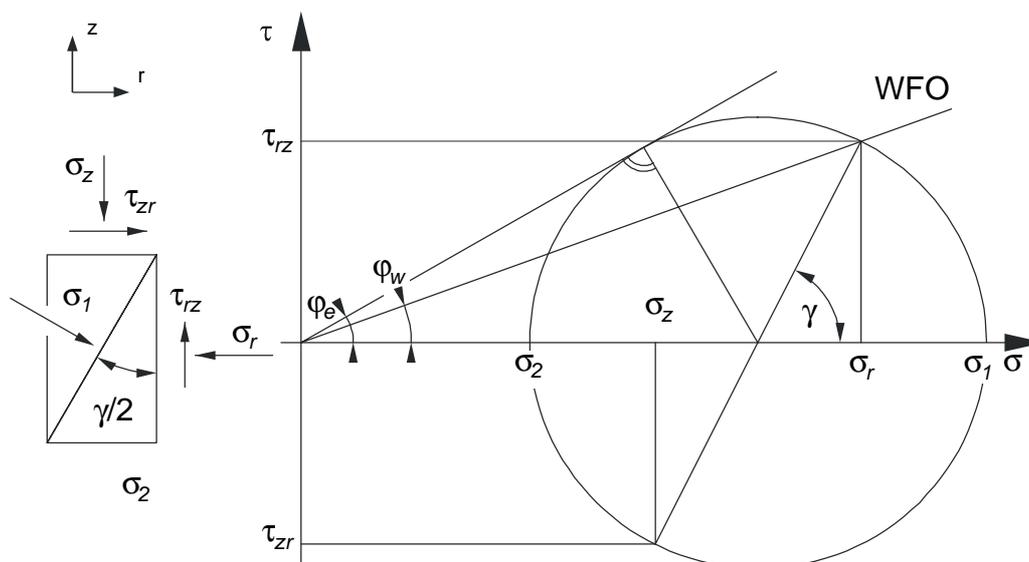


Abb. 4.12: Wandfließort (WFO), dargestellt am Mohrschen Spannungskreis; passiver Spannungszustand mit  $\sigma_r > \sigma_z$

Für den passiven Spannungszustand gemäß Abb. 4.12 ergibt sich somit ein Spannungsverhältnis  $\lambda_p$  zu:

$$\lambda_p = \frac{\sin \gamma \cdot \sin \varphi_e}{(1 - \cos \gamma \cdot \sin \varphi_e) \cdot \tan \varphi_w} \quad (4.51)$$

Der doppelte Winkel  $\gamma$  zwischen Wand und Gleitfläche beträgt hierfür

$$\gamma = \arcsin \left( \frac{\sin \varphi_w}{\sin \varphi_e} \right) + \varphi_w \quad (4.52)$$

Analog kann für den aktiven Spannungszustand gemäß Abb. 4.13 bezüglich des Spannungsverhältnisses  $\lambda_a$  verfahren werden:

$$\lambda_a = \frac{\sin \gamma \cdot \sin \varphi_e}{(1 + \cos \gamma \cdot \sin \varphi_e) \cdot \tan \varphi_w} \quad (4.53)$$

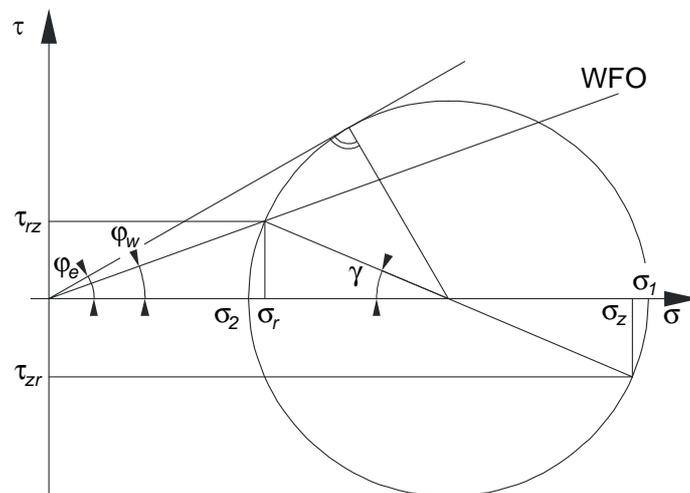


Abb. 4.13: Wandfließort (WFO), dargestellt am Mohrschen Spannungskreis; aktiver Spannungszustand mit  $\sigma_r < \sigma_z$

Der doppelte Winkel  $\gamma$  zwischen Wand und Gleitfläche beträgt dann im aktiven Fall:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi_w}{\sin \varphi_e}\right) - \varphi_w \quad (4.54)$$

## 5 Auslegungsberechnung für Hochleistungs-Schneckenförderer

Wie bereits einführend beschrieben, ergeben sich vielfältige Probleme bei der Berechnung des Leistungsbedarfes von Hochleistungs-Schneckenförderern mit der analytischen Erfassung aller relevanten Leistungsanteile. Es zeigt sich, dass hier Anteile eingehen, die keinen Einfluss auf die eigentliche Förderung haben. Hierbei ist besonders der so genannte Spalteffekt, also ein „in-den-Spalt-ziehen“ von Fördergut mit einer daraus resultierenden Gutklemmung oder -zerstörung von Bedeutung. Diese Effekte hängen zwar in ihrer Größe und in ihrem Auftreten von den Parametern der Förderung ab, haben aber umgekehrt keinen Einfluss auf die Förderbewegung selbst. Damit treten Probleme zwischen Berechnung und Realität erst bei der Leistungsberechnung, nicht aber bei der analytischen Berechnung des Förderzustandes oder der Förderbewegung auf.

Es liegt somit nahe, bei einem teilweise experimentellen oder empirischen Vorgehen soweit wie möglich gesicherte, analytische Verfahren zu verwenden.

Als Grundlage für die Auslegung des Leistungsbedarfes im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollen in einem ersten Schritt die Förderbewegung und der Betriebszustand des Förderers berechnet werden. Dazu werden bereits in der Praxis eingeführte und validierte Verfahren genutzt. Da diese für die anschließende Auslegung des Leistungsbedarfes mit Hilfe eines semi-empirischen Verfahrens von grundlegender Wichtigkeit sind, sollen diese Verfahren für den horizontalen und den vertikalen Schneckenförderer in Grundzügen vorgestellt werden. Innerhalb des nächsten Kapitels sollen hierfür die theoretischen Grundlagen und die wesentlichen Züge des jeweiligen Basisverfahrens geschildert werden.

Dabei soll allerdings auf die ausführliche Herleitung der Verfahren nicht näher eingegangen werden, sondern eine Behandlung nur soweit sie für das Verständnis des neu entwickelten Verfahrens notwendig ist, gegeben werden.

Es wird jeweils genannt, welchen Literaturquellen die eingehenden Herleitungen zu entnehmen sind.

### 5.1 Berechnung der Förderbewegung in horizontalen Schneckenförderern

Die Untergliederung von horizontalen bzw. leicht geneigten und vertikalen Schneckenförderern beruht auf deren grundlegend unterschiedlichen Wirk- und Förderprinzipien. Bei allen Geräten der ersten Kategorie kann unter bestimmten Randbedingungen stets von einer rein translatorischen, leicht analytisch zu beschreibenden Förderbewegung ausgegangen werden. Diese analytischen Beschreibungen zur Auslegung wurden in der DIN 15262 zusammengefasst.

Die Konstruktionsparameter, die einer Betrachtung nach DIN zu Grunde liegen, können ausführlich der DIN 15261 entnommen werden. Bereits hierbei werden Empfehlungen gegeben, wie verschiedene geometrische Größen der Schneckenwendel günstig miteinander verknüpft werden können und welche Dimensionen eine geeignete Korrelation ergeben.

Mit dem Ziel, den rein translatorischen Fortschritt der Gutbewegung sicherzustellen, wird in der Norm DIN 15262 ein enger Bereich von Betriebs- und Konstruktionsparametern festgeschrieben. Dabei ist eine Kopplung zwischen beiden eine der wichtigsten Grundlagen dieser Norm. Es werden hier für Konstruktionsparameter wie Durchmesser und Schneckensteigung Vorgaben gemacht, genauso wie für die Betriebsparameter Drehzahl und Füllungsgrad. Die Verknüpfung von Schneckenganghöhe und Drehzahl sorgt bei einer Auslegung nach DIN für eine maximale Axialgeschwindigkeit von 0,56 m/s.

Um eine Mitnahme von Fördergut durch die rotierenden Schneckenflügel in Umfangsrichtung weitestgehend zu vermeiden, bis zum Durchmesser 0,315 m wird zwischen Schneckensteigung und Schneckendurchmesser ein Verhältnis von 1:1, darüber hinaus ein degressiv abnehmendes Verhältnis empfohlen. Bei einer Auslegung entsprechend der DIN ist somit ein stets rein translatorischer Bewegungsverlauf sichergestellt, es werden keinerlei oder nur vernachlässigbar geringe Anteile des Massenstromes über die Schneckenwelle in den vorhergehenden Gang übergeworfen.

Die Berechnung von Volumen- und Massenstrom nach DIN benötigt als Eingangsgrößen alle geometrischen Dimensionen des Fördergerätes, also Rohrrinnendurch-

messer, Schneckenwendeldurchmesser, Wellendurchmesser und Ganghöhe der Schneckenwendel. Ebenso muss die Schneckendrehzahl festgelegt werden, eine Empfehlung hierfür kann aber auch der Norm entnommen werden.

Zur weiteren Vereinfachung wird in der DIN der vom Schneckenaußendurchmesser gebildete Kreis als theoretische Bezugsfläche oder Durchströmungsfläche verwendet, nicht der in der Realität von der Schneckenwelle ebenfalls begrenzte, tatsächlich zur Verfügung stehende Ringraum.

Damit wird mit dem Rohrquerschnitt  $A_R$  mit

$$A_R = d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (5.1)$$

die erste geometrische Größe gebildet.

Dieser bildet mit dem Füllungsgrad, also dem Prozentsatz des Rohrquerschnitts, der tatsächlich mit Gut gefüllt ist, den so genannten Förderquerschnitt  $A$ .

$$A = \varphi \cdot A_R = \varphi \cdot d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (5.2)$$

Mit der Axialgeschwindigkeit des vor der Wendel hergeschobenen Gutes

$$v = s_1 \cdot n \quad (5.3)$$

ergibt sich nach der Kontinuitäts-Gleichung der Volumenstrom  $I_V$

$$I_V = A \cdot v = \varphi \cdot d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s_1 \cdot n \quad (5.4)$$

oder durch Multiplikation mit der Gutdichte der Massenstrom  $I_m$

$$I_m = \rho \cdot I_v = \rho \cdot A \cdot v = \rho \cdot \varphi \cdot d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s_1 \cdot n \quad (5.5)$$

Der Massenstrom  $I_m$  ist somit der größte vom Schneckenförderer im Nennbetriebszustand zu bewältigende Massendurchsatz. Von besonderer Bedeutung ist für die DIN-Auslegung die Größe des Füllungsgrades. Bei Überschreiten einer bestimmten, von mehreren Schüttgutkenngößen, aber auch der Fördererdrehzahl abhängenden Größe des Füllungsgrades tritt nämlich eine nicht unerhebliche Differenz zwischen der tatsächlichen Fördergeschwindigkeit und der in der Gleichung eingeführten theoretischen Fördergeschwindigkeit auf.

Ursache ist hierfür ein Überwerfen des Materials über die Schneckenwelle und Zurückfallen in den vorhergehenden Schneckengang. Dies wiederum bedeutet eine effektiv niedrigere Geschwindigkeit in Förderrichtung des betroffenen Gutanteiles und damit eine Reduzierung der mittleren Fördergeschwindigkeit. Der maximal zu fördernde Massenstrom würde damit ebenfalls absinken. Diese Problematik wird speziell für den Hochleistungs-Schneckenförderer noch an Bedeutung zunehmen und wird in einem späteren Kapitel noch ausführlich behandelt.

Ein weiteres Problemfeld ist die an eventuellen Zwischenlagern stets auftretende Verringerung der Axialgeschwindigkeit  $v$  und einer damit einhergehenden Zunahme des Füllungsgrades. Bei bereits im nicht gestörten Förderbereich zu hoch gewähltem Füllungsgrad kann es hier zu lokalen Gutstauungen, bis hin zu extrem erhöhtem Leistungsbedarf oder Blockieren des Förderers kommen.

Die Norm gibt auch hier Hinweise über die sinnvoll maximal anzusetzenden Werte für den Füllungsgrad  $\varphi$ . Diese hängen von den Reibungs- und Hafteigenschaften des Fördergutes, von der Steigung der Schneckengänge und im Falle des leicht geneigten Förderers von dessen Neigungswinkel ab. Allgemeine Werte laut Norm [DIN 15262] sind:

- $\varphi \approx 0,45$  für leicht fließende, kaum schleißende Fördergüter wie Mehl, Getreide
- $\varphi \approx 0,3$  für mäßig schleißende, körnige bis kleinstückige Schüttgüter wie Salz, Sand oder Kohle

- $\varphi \approx 0,15$  für schwere, stark schleißende, aggressive Schüttgüter wie Asche, Kies oder Erz

Allerdings gelten auch für diese Werte Einschränkungen:

- Der oben genannte Wert sollte bei einer Schneckensteigung von mehr als dem üblichen Verhältnis  $s \approx 0,6$  bis  $1,0$   $d_1$  um bis zu 10 % verringert werden,
- um etwa 2 % je Grad Steigung der Schneckenachse, also um 40 % bei 20° Steigung,
- um bis zu 10 %, wenn Stauungen an Zwischenlagern zu erwarten sind.

Da im Allgemeinen die Größe des Füllungsgrades bei der Auslegungsberechnung nach DIN eine Folge der gewählten geometrischen Abmessungen und der Betriebsparameter ist, muss der Förderer so dimensioniert werden, dass beim gewünschten Nennmassenstrom die oben genannten Risiken ausgeschlossen werden.

Bei Förderschnecken, die auch zu Dosierzwecken eingesetzt werden und damit die Größe des Volumenstromes selbst festlegen, muss der Übergang zum Förderbereich so gewählt werden, dass der Füllungsgrad den oben genannten Werten entspricht.

Grundsätzlich soll das im Rahmen dieser Arbeit für den horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderer vorgeschlagene Berechnungsverfahren auf der beschriebenen Berechnung nach DIN basieren. Es wurde daher im Rahmen der experimentellen Untersuchungen auch erforscht, bis zu welchen Grenzen die DIN-Vorschriften ohne Einbußen an Genauigkeit gelten und welche Einflussfaktoren eine Rolle spielen.

## 5.2 Leistungsberechnung für horizontale und leicht geneigte Förderer

### 5.2.1 Ansatz und Rahmenbedingungen der Auslegung nach DIN 15262

Die erforderliche Antriebsleistung und der erreichbare Fördergutdurchsatz hängen voneinander, aber auch von den jeweiligen Betriebsbedingungen, von der Fördergutbeschaffenheit und von Konstruktions- und Berechnungsparametern ab, deren wesentlichste in der Norm DIN 15262 berücksichtigt werden. Es wird ein verhältnismäßig einfaches Berechnungsverfahren beschrieben, mit dem zwar dadurch auch eine begrenzte, im Rahmen der vorgeschriebenen Rahmenbedingungen aber durchaus ausreichende und akzeptable Genauigkeit erreicht wird.

Bereits diese Auslegungsvorschrift integriert die Einflüsse von weniger wichtigen Parametern in fiktiven Kennwerten, die schüttgutspezifisch, aber ansonsten konstant bleibende Werte sind. Diese sind empirische Werte, die aus langer, praktischer Erfahrung gewonnen wurden.

Lässt sich in der oben beschriebenen Auslegung des Förderstromes noch hinreichend genau mit vorgegebenen oder analytisch berechenbaren Werten ein Ergebnis erzielen, so erlauben einige Anteile des Gesamtleistungsbedarfes des horizontalen oder leicht geneigten Schneckenförderers bereits in diesem, eigentlich einfach zu beschreibenden Fall, eine rein analytische Betrachtung nicht mehr zu.

Grundlegend ist in diesem Fall die Gesamtleistung aus mehreren Anteilen zusammengesetzt. Da die Bewegungsrichtung und damit die Geschwindigkeit stets gleich sind, werden in dem Berechnungsverfahren der DIN die Bewegungswiderstände statt der Leistungsanteile betrachtet, was aber letztendlich keinerlei Unterschied macht. Es sind dies:

- Steigungswiderstand (Hubkraft) zum Anheben des Fördergutes im Falle einer leicht geneigten Schneckenachse,
- Reibung des Fördergutes an der Trogwand,
- Reibung des Fördergutes an den Schneckenblechen,

- Reibung des Fördergutes an der Schneckenwelle,
- Reibung des Fördergutes am Zwischenlager,
- Reibung in den Wellenlagern und -dichtungen
- Innere Reibung des Fördergutes.

Der Steigungswiderstand ist im Falle des leicht geneigten Schneckenförderers ohne Probleme analytisch exakt berechenbar:

$$F_{St} = H \cdot m'_L \cdot g \quad (5.6)$$

Dabei wiederum berechnet sich die Streckenlast  $m'_L$  aus dem Massenstrom  $I_m$  und der Fördergeschwindigkeit  $v$  zu:

$$m'_L = \frac{I_m}{v} \quad (5.7)$$

Damit gilt:

$$F_{St} = \frac{H \cdot I_m \cdot g}{v} \quad (5.8)$$

Von den auf Reibung basierenden anderen Anteilen des Gesamtleistungsbedarfes können nur die Reibung am Schneckenblech und die Reibung am Schneckenrog hinreichend genau analytisch beschrieben werden.

Die Reibung an der Schneckenwelle entzieht sich dagegen einer analytischen Betrachtung, da hier sehr stark Effekte von Imperfektionen des Fördereraufbaus, wie exzentrische Lagerung der Welle im Trog oder eine Abweichung der idealen Form eingehen. Auch die Beschreibung der Effekte am Zwischenlager ist komplex und stark von den Schüttgutkonditionen abhängig. Bereits frühzeitig hat man sich deshalb entschlossen als Ersatzmodell für alle derartigen Anteile am Gesamtleistungsbedarf mit Hilfe eines fiktiven, gemeinsamen Reibungsbeiwertes, hier Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  genannt, den Gesamtleistungsbedarf abzubilden. Bezugsgröße ist in diesem Fall die vom Gut auf das Schneckenrohr aufgebrachte Normalkraft.

Die Summe aller einzelnen Reibungswiderstände wird damit aus der zwischen Fördergut und Fördertrog wirkenden Normalkraft  $F_N$  und dem Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  zu

$$F_R = \lambda \cdot F_N = \lambda \cdot L \cdot m'_L \cdot g \cdot \cos \delta \quad (5.9)$$

berechnet

Mit der bereits oben genannten Beziehung für die Streckenlast  $m'_L$  und der für Winkel im Bereich der Norm, also zwischen  $0^\circ$  und  $20^\circ$  Neigung mit hinreichender Genauigkeit zulässigen Vereinfachung  $\cos \delta = 1$  kann man auch schreiben:

$$F_R = \frac{\lambda \cdot L \cdot I_m \cdot g}{v} \quad (5.10)$$

Der Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  ist ein schüttgutspezifischer Kennwert, der im Allgemeinen im Bereich zwischen 2 und 4 liegt. Einige dieser Werte für ausgewählte, häufig mit Förderschnecken transportierte Schüttgüter können direkt der Norm entnommen werden. Eine umfangreichere Sammlung für die Verschiebewiderstandsbeiwerte unterschiedlichster Schüttgüter kann der Literatur (z.B. [Bra-69]) entnommen werden.

Die erforderliche Antriebsleistung  $P$  an der Schneckenwelle kann schließlich als Produkt der Summe aller Bewegungswiderstände mit der Fördergeschwindigkeit  $v$  zu

$$P = (F_R + F_{St}) \cdot v = I_m \cdot g \cdot (\lambda \cdot L + H) \quad (5.11)$$

berechnet werden.

### 5.2.2 Probleme und Einschränkungen der Auslegung nach DIN

Die Norm DIN 15262 - in ihrer augenblicklich gültigen Version vom Januar 1983 - erlaubt eine praxisgerechte, handhabbare und hinreichend genaue Auslegung von

horizontalen oder leicht geneigten Förderschnecken. Ihr Ansatz aus übersichtlichen analytischen Grundlagen und einfach zu benutzenden empirischen Kennwerten stellt eine realitätsnahe Abbildung sowohl des Förderstromes als auch des damit verbundenen Leistungsbedarfes dar.

Problematisch allerdings zeigt sich gerade im modernen Anlagenbau die Festlegung des Zulässigkeits- oder Gültigkeitsbereiches innerhalb enger Grenzen, sowohl der Konstruktions- als auch der Betriebsparameter. Wie bereits beschrieben, erfordern wirtschaftliche aber auch konstruktive Restriktionen oftmals ein Abweichen von den in der DIN 15261 und DIN 15262 festgelegten Daten. Für diesen Fall werden innerhalb der veröffentlichten Literatur meist unzureichende, oftmals aber gar keine Hinweise zur Auslegung gegeben. Anwender, die hier eine Anlage auslegen wollen, können lediglich als Näherung auf die Berechnung nach DIN 15262 zurückgreifen, haben dann aber keine dokumentierte, verlässliche Auslegung oder sie verwenden in langer praktischer Erfahrung gewonnenes Wissen als Grundlage einer Berechnung.

Da sich aber speziell in den letzten Jahren die Anforderungen auf eine zuverlässige, nachvollziehbare und reproduzierbare Auslegungsberechnung enorm erhöht haben, ist eine solche Vorgehensweise zukünftig nicht mehr ausreichend.

### **5.3 Berechnung der Förderbewegung in vertikalen Schneckenförderern**

Im Falle der vertikalen Schneckenförderer ist die Problemstellung für den Projektteur vergleichbar, allerdings stehen hier keinerlei Auslegungswerkzeuge im Sinne einer Norm oder einer Richtlinie zur Verfügung. Forschungsstellen haben in den vergangenen Jahren mehrere Modelle als Lösung dieser Problematik erforscht und vorgestellt. Einige wichtige davon sollen im Folgenden näher erläutert werden. Auch hier können nur die zu Grunde liegenden Ideen, Konzepte und die physikalischen Grundlagen zusammengefasst werden, eine ausführliche Beschreibung der Modelle kann den jeweils angeführten Literaturstellen entnommen werden.

In einem ersten Schritt soll hierbei aber in etwas ausführlicherer Form auf das von Greinwald entwickelte Modell für die Bewegung von Schüttgut im vertikalen Schneckenförderer eingegangen werden. Dieses Modell ist bezogen auf den vertikalen Fall wohl die im Augenblick modernste und ausführlichste Methode, das Verhalten des Fördergutes während des Förderprozesses abzubilden. Dies gelingt in erster Linie durch einen der Finiten-Elemente-Methode entnommenen Ansatz, das Schüttgutvolumen durch einzelne Sektorelemente abzubilden. Dabei werden nicht nur die spezifischen Eigenschaften von Schüttgut im Gegensatz zum Fluid- oder Festkörperverhalten berücksichtigt, sondern auch Möglichkeiten zur Darstellung von Relativbewegungen zwischen den Schüttgutschichten, wie sie in der Realität ebenfalls auftreten, in die Berechnung integriert.

Grundlage dieses Verfahrens ist neben den bereits beschriebenen schüttgutmechanischen Grundlagen auch eine nähere Beleuchtung des Schüttgutverhaltens speziell in vertikal- und drehbewegten Systemen sowie ein neu entwickeltes Spannungsmodell.

### 5.3.1 Berechnungsmodell für axialsymmetrische Schüttgutspannungen

Wie in Kapitel 4.3.2 gezeigt, üben die Wandschubspannungen einen Einfluss auf den Spannungszustand im Inneren eines Haufwerks aus. Durch Sie werden die vorherrschenden Vertikalspannungen ebenso wie die Horizontalspannungen beeinträchtigt. Neben der Größe der Wandschubspannungen ist dabei auch deren Wirkrichtung von Bedeutung.

Diese Wechselwirkungen zwischen den Spannungen an der Berandung und den Spannungen im Inneren eines Schüttguthaufwerks sollen am Beispiel eines mit Schüttgut gefüllten Zylinders (Abb. 5.1) erläutert werden.

Die Wandschubspannung  $\tau_w$  zwischen der Schüttgutfüllung und der Zylinderwand kann sowohl in Richtung der Schwerkraft als auch dieser entgegengesetzt wirken.

In Abhängigkeit von der Wirkrichtung der Wandschubspannung  $\tau_w$  ergeben sich so die in Abb. 5.1 dargestellten Spannungsverläufe für die Vertikalspannung  $\sigma_z$  und die

radiale Spannung  $\sigma_r$ . Im Bild sind jeweils drei Spannungsverläufe für die beiden vor-  
genannten Spannungen abgebildet.

- Im Fall a) bewegt sich das Gut in Richtung der Erdbeschleunigung und stützt sich an der Wand ab. Der Vertikal- und der Horizontaldruck im Haufwerk streben einem Grenzwert zu. Dieser Fall liegt beispielsweise bei der Lagerung von Schüttgütern in Silos vor.
- Im Fall b) entspricht der Zustand dem einer Flüssigkeitssäule mit einem idealen, reibungsfreien Fluid, das Gut kann sich nicht an der Wand abstützen. Der hydrostatische Druck nimmt mit zunehmender Tiefe linear zu. Die Vertikalspannung  $\sigma_z(r, z = 0)$  ist entlang dem Radius  $r$  konstant. Es gilt  $\tau_w = 0$ .

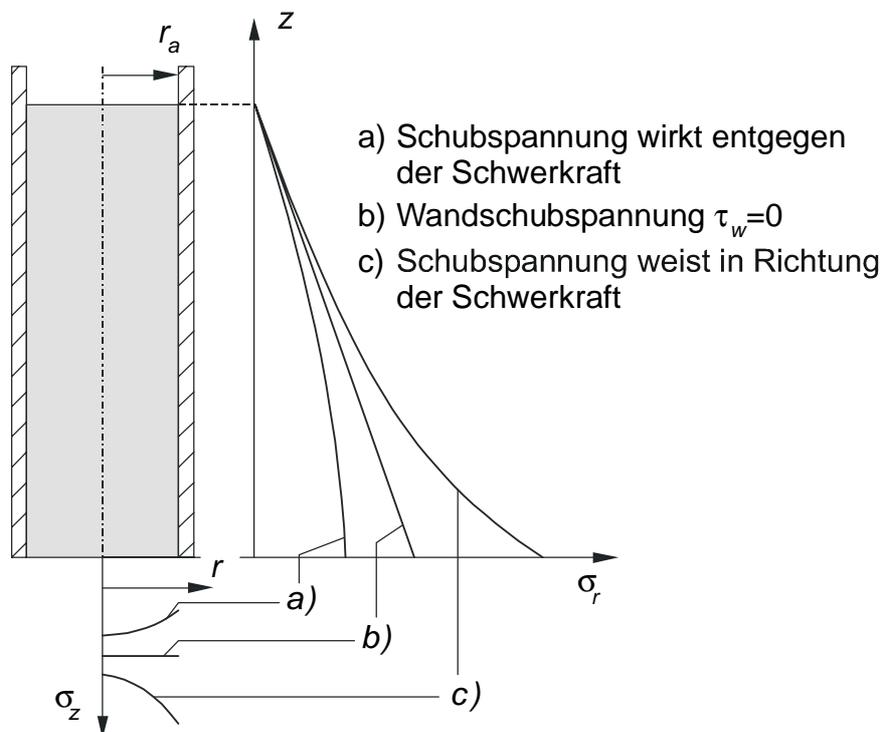


Abb. 5.1: Darstellung der Vertikalspannung  $\sigma_z(r, z = 0)$  und der Radialspannung  $\sigma_r(z)$  in Abhängigkeit der Wandschubspannungsrichtung in einem mit Schüttgut gefüllten Rohr

- Der Fall c) beschreibt den Zustand wie er auch im senkrechten Schneckenförderer vorliegt: Das Gut bewegt sich entgegen der Schwerkraft. Von der (freien) Oberfläche aus betrachtet, nehmen Horizontal- und Vertikaldruck mit zunehmender Guttiefe exponentiell zu. Die Vertikalspannung  $\sigma_z$  ( $r, z = 0$ ) erreicht ihr Maximum bei  $r = r_a$ .

Diese im Haufwerk vorliegenden Spannungszustände wurden erstmals von Janssen [Jan-85] im Rahmen von Untersuchungen an Silos theoretisch wie experimentell erforscht und beschrieben. Seine und weitere Arbeiten dienen bei dem in dieser Arbeit verwendeten Auslegungsverfahren für vertikale Schneckenförderer nach Greinwald [Grei-94] als Grundlage und sollen deshalb im Folgenden näher betrachtet werden.

Ausgangspunkt dabei ist die Betrachtung einer infinitesimal dünnen Schüttgutscheibe des Siloquerschnitts mit der Dicke  $dz$ , wie sie in Bild 5.2 dargestellt ist. Unter der Annahme einer entlang dem Scheibenumfang konstanten Wandschubspannung  $\tau_w$  besteht so die Möglichkeit, die Vertikalspannung  $\sigma_z$  und die Radialspannung  $\sigma_r$  in Abhängigkeit der Wandschubspannung  $\tau_w$  zu berechnen. Entgegen der Darstellung in Bild 5.1 wird die Vertikalspannung dabei als konstant über dem Querschnitt angesehen:

$$\sigma_z(r) = \text{const} \quad (5.12)$$

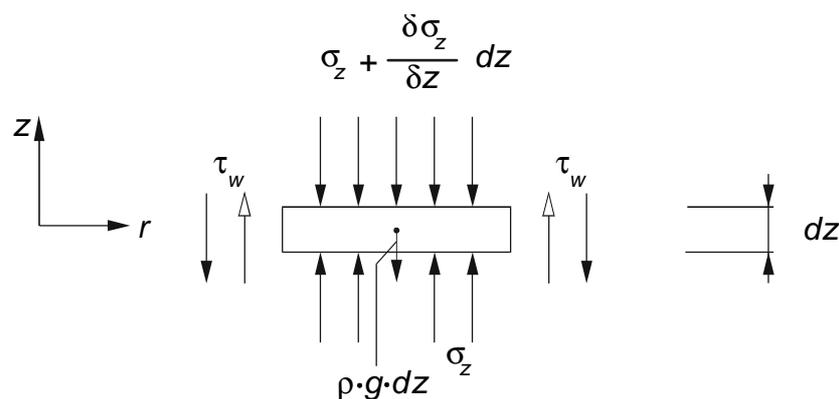


Abb. 5.2: Spannungen an einer Scheibe der Dicke  $dz$  unter Berücksichtigung der Bewegungsrichtung (Wirkrichtung der Wandschubspannung  $\tau_w$ )

Zur Berechnung wird das Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung an der Gutscheibe angesetzt:

$$\sum F_z = 0 = \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} dz \cdot (r_a^2 \cdot \pi) \pm \tau_w \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot dz + (r_a^2 \cdot \pi) \cdot dz \cdot \rho \cdot g \quad (5.13)$$

Mit den Gleichungen (4.46) bis (4.49) ergibt sich die Wandschubspannung  $\tau_w$  zu

$$\tau_w = \sigma_z(z) \cdot \lambda \cdot \tan \varphi_W \quad (5.14)$$

Daraus folgt für den axialsymmetrischen Fall die Vertikalspannung:

$$\sigma_z(z) = \mp \frac{\rho \cdot g \cdot r_a}{2 \cdot \tan \varphi_W} + C \cdot \exp\left(\pm \frac{2 \cdot \lambda \cdot \tan \varphi_W \cdot z}{r_a}\right) \quad (5.15)$$

Dabei kann die Integrationskonstante  $C$  aus der Spannungsrandbedingung an einer Stelle  $z$  bestimmt werden. Die negativen Vorzeichen bezeichnen den Fall, dass die Wandschubspannung  $\tau_w$ , wie im oben beschriebenen Fall c) in Richtung der Erdbeschleunigung weist, die positiven Vorzeichen kennzeichnen den umgekehrten Fall (siehe Abb. 5.2).

Die Wandschubspannung  $\tau_w$  baut sich im Schüttgut vom Rand aus ins Gutinnere ab und bewirkt damit eine veränderliche Vertikalspannung. Dies wird in Gleichung (5.15) nicht berücksichtigt. Damit stellt der Ansatz von Janssen lediglich eine erste Näherung dar. Walker [Wal-66] erweiterte dieses Modell (siehe Abb. 5.3). Er geht von einer konstanten Radialspannung aus, mittelt jedoch die Vertikalspannungen über den Querschnitt. Der Abbau der Wandschubspannung erfolgt im Gutinneren linear mit der Randbedingung  $\tau_r(r=0) = 0$  an der Symmetrieachse. Über einen Verteilfaktor  $D$  schätzt Walker die Abweichung der Vertikalspannung  $\sigma_z(r=r_a, z)$  an der Wand von der gemittelten Vertikalspannung  $\bar{\sigma}_z(z)$  ab:

$$D = \frac{\sigma_z(r = r_a, z)}{\bar{\sigma}_z(z)} \quad (5.16)$$

Für vertikale Röhren ergeben sich bei Schwerkrafteinfluss Verteilfaktoren von  $D \leq 1$  [Wal-66]. Walker gelangt schließlich zu einer Gleichung der Form

$$\bar{\sigma}_z(z) = \mp \frac{\rho \cdot g \cdot r_a}{2 \cdot B \cdot D} + C \cdot \exp\left(\pm \frac{2 \cdot B \cdot D \cdot z}{r_a}\right) \quad (5.17)$$

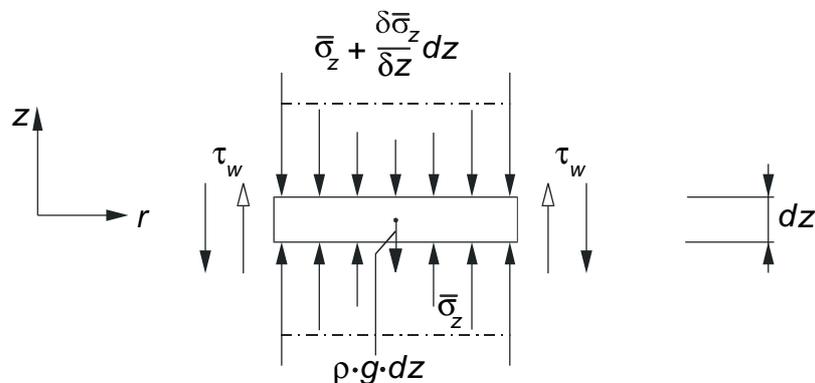


Abb. 5.3: Spannungen an einer Scheibe der Dicke  $dz$  unter Berücksichtigung des Wandschubspannungsabbaus nach Walker [Wal-66] und der Bewegungsrichtung (Wirkrichtung der Wandschubspannung  $\tau_w$ );  $\bar{\sigma}_z$  bezeichnet die mittlere Vertikalspannung (Strichpunktlinie)

Diese Gleichung unterscheidet sich von der Janssengleichung (5.15) durch die andersartigen Koeffizienten  $D$  und  $B$ .

Der Koeffizient  $B$  resultiert aus der Betrachtung des Wandfließortes WFO im Mohrschen Spannungskreis (siehe Abb. 5.3) und entspricht dem Verhältnis von Wandschubspannung  $\tau_w$  zu Vertikalspannung  $\sigma_z(r = r_a, z)$

$$B = \frac{\tau_w}{\sigma_z(r = r_a, z)} = \frac{\tau_w}{D \cdot \bar{\sigma}_z(z)} \quad (5.18)$$

Für den unbestimmten Verteilfaktor  $D$  liefert Walters [Wal-73] eine explizite Lösung; Ohde, Nanninga und Kötter berechnen ebenfalls eine verteilte Vertikalspannung mit abgewandelten Janssengleichungen [Grei-94]. Korzen [Kor-83] wiederum konnte zeigen, dass diese Betrachtungsweise auch für frei fallendes Gut in Schurren gültig ist. Wie im Modell von Walker, wird auch den letztgenannten Ansätzen eine entlang dem Radius konstante Horizontalspannung  $\sigma_r$  zu Grunde gelegt.

Ein weiteres Verfahren unterteilt nun die betrachtete Gutscheibe zusätzlich in infinitesimal dünne Ringe [Lvin-71]. Dies führt somit zu einer kontinuumsmechanischen Betrachtung an einem differentiellen Volumenelement. Abb. 5.4 zeigt ein solches Element mit den für das vertikale Kräftegleichgewicht relevanten Spannungen.

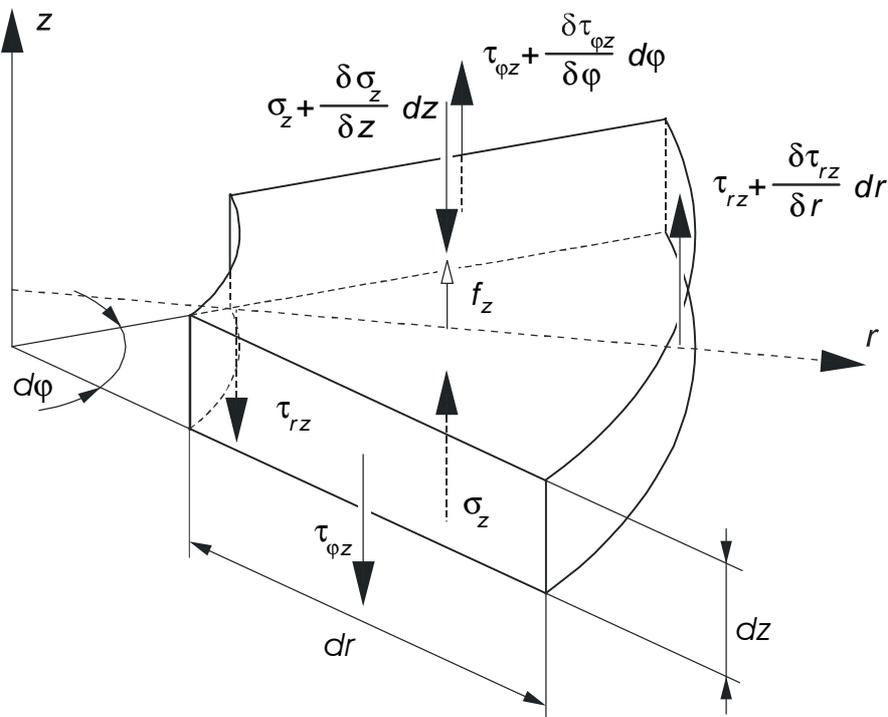


Abb. 5.4: Schub- und Normalspannungen an einem differentiellen Volumenelement in einem Schüttgutbehälter

Aus dem Kräftegleichgewicht am differentiellen Element ergibt sich ein System partieller Gleichungen, das durch die Wahl geeigneter Randbedingungen zu lösen ist.

Nach Stoppel [Str-68] kann der Einfluss der Wandreibung mit der Airyschen Spannungsfunktion [Sza-64] beschrieben werden. Die Einflusszone der Wandschub-

spannung weitet sich laut Stoppel mit zunehmender Tiefe im Schüttgut aus (Abb. 5.5). Er setzt hierbei voraus, dass sich das Schüttgut im Bruchzustand befindet und die Radialspannung  $\sigma_r$  linear mit der Höhe abnimmt.

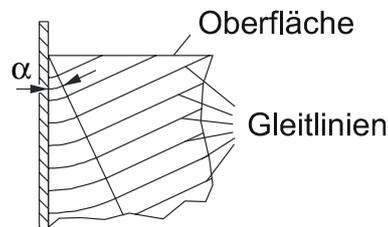


Abb. 5.5: Wandschubspannungseinfluss unter dem Winkel  $\alpha$  anhand der Krümmung der Gleitlinien in der Nähe einer rauhen Wand

Allgemein kann durch Differentiation der Airyschen Spannungsfunktion eine Differentialgleichung, Bipotentialgleichung genannt, bestimmt werden. Deren Lösungen beschreiben unendlich viele ebene Spannungszustände [Sza-64]. Für den vorliegenden Fall scheinen aber keine Airyschen Spannungsfunktionen zu existieren, welche die auftretenden Differentialgleichungen erfüllen [Grei-94].

Unter der Vorgabe einer spannungsbehafteten, freien Gutoberfläche ergibt sich ein System von Differentialgleichungen, dessen Lösung mit Hilfe des Charakteristikenverfahrens ermittelt werden kann. Die Charakteristiken entsprechen hierbei den Gleitlinien [Wilms-83].

### 5.3.2 Spannungsmodell für den vertikalen Schneckenförderer

Die beschriebenen Ansätze, speziell zur Siloauslegung, zeigen die Möglichkeiten hinsichtlich der Spannungsberechnung im Schüttgut auf. Berücksichtigt wird dabei lediglich ein zweiachsiger Spannungszustand. Der Fördervorgang im Schneckenförderer wird jedoch von einem dreiachsigen Spannungszustand bestimmt. Neben den Vertikal- und den Horizontalspannungen spielen auch die Spannungen in azimuthaler Richtung eine Rolle. Die Vertikalförderung war mehrmals Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen, wodurch eine Reihe von geeigneten Modellen zur Bestimmung des Förderverhaltens, aber auch der Spannungsverteilung im Schüttgutinneren und an den Gutberandungen bekannt sind.

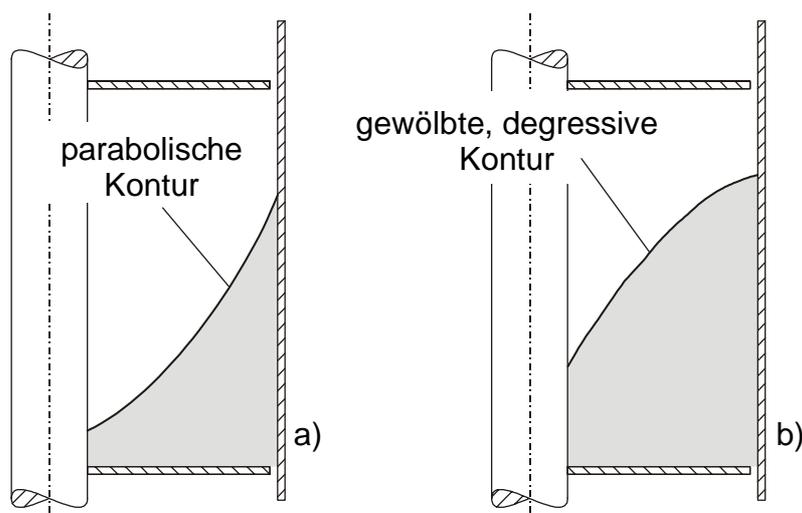


Abb. 5.6: Gegenüberstellung von angenommenem (a) und beobachtetem (b) Konturverlauf in einer Schneckenkammer bei ungestörter Förderung

Grundsätzlich unterliegt das Schüttgut während der Förderung äußeren Kräften sowie Volumenkräften. Infolge dieser Beanspruchung stellt sich eine charakteristische Gutverteilung innerhalb der Schneckenkammer ein [Stahl-94; Ertl-88; Grei-94]. Analog zur Einzelkörperbewegung ist die Schneckendrehzahl der bedeutendste Parameter in Bezug auf die Gutbewegung. Aus Kapitel 4.1 ist die Kinematik eines starren Einzelkörpers bereits bekannt.

Demgegenüber bestimmen im Wesentlichen die Stoffparameter die Gutverteilung in der Schneckenkammer. Diese charakteristische Gutverteilung ist eine Folge der in der Schüttgutfüllung herrschenden Spannungen und deren Verteilung. Gemäß den bekannten Untersuchungen [Sin-59; Stahl-94; Ertl-88; Grei-94] bildet sich im stationären Förderzustand eine gleichförmige Kontur entlang dem Umfang aus.

Entgegen früheren Annahmen einer parabolischen Gutoberfläche konnte Ertl [Ertl-88] experimentell andersartige Oberflächenkonturen der Gutfüllung nachweisen. Roberts [Rob-64] und Rademacher [Rad-72] ermittelten vergleichbare Konturverläufe in ihren Grundversuchen. Ertl beobachtete bei niedrigen Drehzahlen einen nahezu linearen Verlauf, bei höheren Drehzahlen dagegen eine nach außen gewölbte, degressive Kurvenform (Abb. 5.6).

Zunächst ist die Wahl des Koordinatensystems vorzunehmen. Für die Modellbildung bietet sich im vorliegenden Fall ein rotationssymmetrisches, zylindrisches Modellsystem an.

Dieses als  $r, z, \varphi$ -System bezeichnete Modellsystem erlaubt eine einfache Darstellung von konstantem Gutquerschnitt und konstanten Geschwindigkeitskomponenten, unabhängig von der Winkelposition entlang dem Umfang.

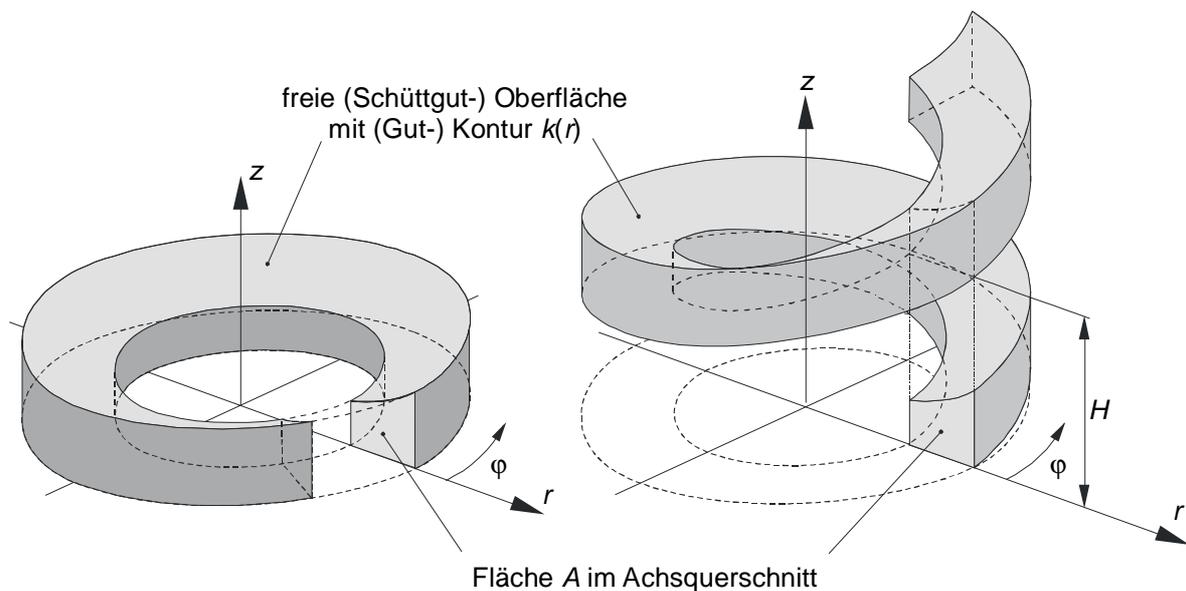


Abb. 5.7: Darstellung eines schraubenförmigen Schüttgutkörpers und eines Ringkörpers gleicher Fläche und gleicher Oberflächenkontur im Achsschnitt

Als Modellkörper wird ein Ringkörper verwendet, denn ein schraubenförmiger Schüttgutkörper und ein rotationssymmetrischer Ringkörper weisen identische Volumina unter der Voraussetzung gleicher Querschnittsflächen in beliebigen Achsschnitten auf. In Abb. 5.7 sind jeweils ein schraubenförmiger Schüttgutkörper und ein rotationssymmetrischer Ringkörper abgebildet.

Diese Modellvorstellung birgt zudem den Vorteil, dass hier kontinuumsmechanische Ansätze im Hinblick auf die Spannungsberechnung an einem rotationssymmetrischen Ringkörper anwendbar sind.

Die differentiellen Gleichgewichtsbeziehungen [Ertl-88] an einem Volumenelement lauten:

- in radialer Richtung

$$\frac{\partial}{\partial r}(r \cdot \sigma_r) + \frac{\partial \sigma_{\varphi r}}{\partial \varphi} + \frac{\partial}{\partial z}(r \cdot \sigma_{zr}) - \sigma_{\varphi} + r \cdot f_r = 0 \quad (5.19)$$

- in azimuthaler Richtung

$$\frac{\partial}{\partial r}(r \cdot \sigma_{\varphi r}) + \frac{\partial \sigma_{\varphi}}{\partial \varphi} + r \cdot \frac{\partial \sigma_{z\varphi}}{\partial z} + \sigma_{\varphi r} + r \cdot f_{\varphi} = 0 \quad (5.20)$$

- in axialer Richtung

$$\frac{\partial}{\partial z}(r \cdot \sigma_{rz}) + \frac{\partial \sigma_{\varphi z}}{\partial \varphi} + r \cdot \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + r \cdot f_z = 0 \quad (5.21)$$

Zur Lösung dieses Systems von partiellen Differentialgleichungen sind nun einige vereinfachende Annahmen hinsichtlich Geschwindigkeitsverteilung und Spannungszustand [Ertl-88] zu treffen. Die Gleichungen (5.19) bis (5.21) beinhalten noch die Volumenkräfte  $f_z$ ,  $f_{\varphi}$  und  $f_r$ . Von diesen drei Kräften können  $f_z$  und  $f_r$  bereits formuliert werden:

$$f_z = -\rho_s \cdot g \quad (5.22)$$

und

$$f_r = -\rho_s \cdot r \cdot \omega_a^2 \quad (5.23)$$

Gemäß den Gleichungen (5.19) und (5.23) muss die absolute Winkelgeschwindigkeit vorab bekannt sein. Weiterhin werden zunächst Relativbewegungen im Schüttgutinneren ausgeschlossen, was in der Regel auch zutrifft. Damit gilt für die Gutwinkelgeschwindigkeit:

$$\omega_a(r, z) = \omega_a = \text{const.} \quad (5.24)$$

Unter dieser Vorgabe einer konstanten Gutwinkelgeschwindigkeit mit demnach konstanten Geschwindigkeitsanteilen in  $r$ -,  $\varphi$  und  $z$ -Richtung entlang dem Umfang folgt

die Forderung, dass das Fördergut zumindest im Inneren in einem elastischen Zustand vorliegen muss. Dies bedeutet, dass die Gutquerschnittsfläche und -kontur entlang dem Umfang unverändert bleiben. Aus Gleichung (5.24) geht zudem hervor, dass die Volumenkraft  $f_\varphi$  entlang dem Umfang konstant ist. Es gilt somit

$$\frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} = 0 \quad (5.25)$$

Legt man nun dem System einen bestimmten Spannungszustand zu Grunde, kann die Spannungsverteilung im Gutinneren ermittelt werden. Zusätzlich sind hier noch weitere Vereinfachungen bezüglich der Hauptspannungsrichtungen und der Schubspannungen vorzunehmen. So geht Ertl davon aus, dass die Hauptspannungsrichtungen mit den Einheitsvektoren  $e_r$ ,  $e_\varphi$  und  $e_z$  des oben eingeführten Koordinatensystems identisch sind. Für die Schubspannungen in einem Hauptspannungssystem gilt:

$$\sigma_{ij} = 0 \quad (5.26)$$

Bei bekannter Spannungsverteilung lässt sich mit Hilfe des Fließkriteriums leicht überprüfen, ob ein elastischer Zustand im Gutinneren vorliegt.

Zwar liegt nun die Möglichkeit zur Lösung des Differentialgleichungssystems vor, aber die für den Fördervorgang im senkrechten Schneckenförderer maßgebenden Schubspannungen an den Berandungen der Schüttgutfüllung finden augenblicklich keine Berücksichtigung mehr. So vereinfacht sich Gleichung (5.21) unter Verwendung der Gleichungen (5.22) und (5.26) zu

$$r \cdot \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + r \cdot \rho_s \cdot g = 0 \quad (5.27)$$

Eine Integration dieser Gleichung führt zur Vertikalspannung  $\sigma_z$  im wandreibungsfreien Zustand. Unter Vorgabe einer spannungsfreien Oberfläche lautet die Lösung:

$$\sigma_z = \rho_s \cdot g(k(r) - z) \quad (5.28)$$

Die Wandreibung, genauer die ortsabhängige Vertikalkomponente der Wandschubspannung  $\tau_w$ , kann laut Greinwald [Grei-94] durch Superposition zur Vertikalspannung  $\sigma_z$  hinzu addiert werden. Ausgehend von der freien Schüttgutoberfläche reicht der Einfluss der Schubspannung mit zunehmender Tiefe immer weiter in das Gutinnere hinein (siehe Abb. 5.5). Dem zu Folge befinden sich im Schüttgutkörper Zonen mit unterschiedlichen Spannungsverhältnissen; zum einen sind dies schubspannungsfreie und zum anderen schubspannungsbehaftete Gebiete.

Greinwald [Grei-94] definiert in der Schneckenkammer zwei Zonen (Abb. 5.8):

- Zone I: wandschubspannungsfreie Zone
- Zone II: wandschubspannungsbehaftete

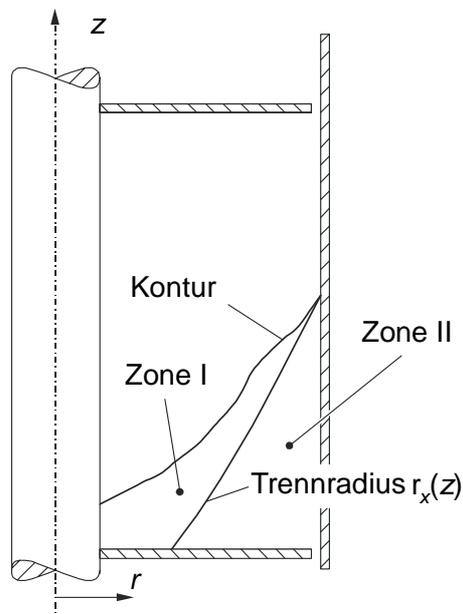


Abb. 5.8: Darstellung der Zonen I und II nach [Grei-94] im Schneckenförderer;  $r_x(z)$  bezeichnet den Trennradius zwischen der wandschubspannungsfreien Zone I und der wandschubspannungsbehafteten Zone II

Diese beiden Zonen grenzen sich durch den in Abb. 5.8 erkennbaren Trennradius  $r_x(z)$  voneinander ab. Der Trennradius  $r_x$  bezeichnet hierbei den Grenzradius, bis zu welchem die Wandschubspannungen in Abhängigkeit von der Tiefe im Gutinneren wirken.

Wie bereits aus den Ausführungen zur Siloauslegung hervorgeht, wird dort die Wandschubspannung über einen Verteilfaktor  $D$  ins Gutinnere hinein abgebaut. Es wird davon ausgegangen, dass der Abbau der Wandschubspannung linear erfolgt. Letztere Annahme wird hier im Falle des senkrechten Schneckenförderers übernommen. Damit geht die Vertikalspannung  $\sigma_z$  über in eine vertikale Ersatzspannung  $\sigma_z(r,z)$  für  $r_x(z) \leq r \leq r_a$  und  $0 \leq z \leq k(r)$ . Im Bereich  $r_i \leq r < r_x(z)$  gilt hingegen Gleichung (5.28). Die Radien  $r_i$  und  $r_a$  bezeichnen den Wellen- und den Rohrrinnenradius.

Als Maß für den radialen Schubspannungsabbau führt Greinwald [Grei-94] die Größe  $Z$  analog zum Verteilfaktor  $D$  ein. Damit lässt sich die Vertikalspannung nun bereichsweise wie folgt definieren:

$$\sigma_z(r,z) = \begin{cases} \rho_s \cdot g \cdot (k(r) - z), & \text{für Zone I mit } r_i \leq r < r_x(z) \\ \rho_s \cdot g \cdot (k(r) - z) + Z \cdot r + \theta, & \text{für Zone II mit } r_x(z) \leq r \leq r_a \end{cases} \quad (5.29)$$

Für das Kräftegleichgewicht an einer Scheibe ergibt sich gegenüber Abb. 5.3 bzw. Abb. 5.4 die in Abb. 5.9 gezeigte Veränderung:

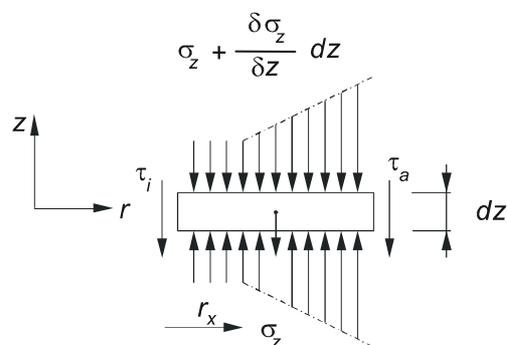


Abb. 5.9: Spannungen an einer Scheibe der Dicke  $dz$  unter Berücksichtigung des Wandschubspannungsabbaus

Allgemein lautet sodann das Kräftegleichgewicht in  $z$ -Richtung:

$$\sum F_z = 0 = \int_{A_z} \sigma_z \cdot dA_z - \int_{A_z} \left( \sigma_z + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \cdot dz \right) \cdot dA_z - \int_{A_r} \tau_i \cdot dA_r - \int_{A_r} \tau_a \cdot dA_r - \int_V \rho_s \cdot g \cdot dV$$

$$(5.30)$$

Mit

$$A_z = r \cdot dr \cdot d\varphi \quad (5.31)$$

bzw.

$$A_r = r \cdot dz \cdot d\varphi \quad (5.32)$$

und

$$V = r \cdot dr \cdot dz \cdot d\varphi \quad (5.33)$$

geht Gleichung (5.19) über in

$$0 = \int_{A_z} \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi \cdot dz - \int_{A_r} \tau_i \cdot r \cdot dz \cdot d\varphi - \int_{A_r} \tau_a \cdot r \cdot dz \cdot d\varphi - \int_V \rho_s \cdot g \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi \cdot dz \quad (5.34)$$

und für ein Segment der Bogenlänge  $\Phi$  in

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial z} \left( \int_0^\Phi \int_{r_i}^{r_a} \sigma_z \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi \right) dz + \int_0^\Phi \tau_i \cdot r_i \cdot d\varphi \cdot dz + \\ + \int_0^\Phi \tau_a \cdot r_a \cdot d\varphi \cdot dz + \int_0^\Phi \int_{r_i}^{r_a} \rho_s \cdot g \cdot r \cdot dr \cdot dz \cdot d\varphi = 0 \quad . \end{aligned} \quad (5.35)$$

Die Berechnung der Wandschubspannungen  $\tau_i$  und  $\tau_a$  erfolgt nach Gleichung (4.47), also unter Verwendung des Spannungsverhältnisses zwischen Vertikal- und Radialspannung. Aus den radialen Normalspannungen auf die Innen- und Außenberandung

$$\sigma_{ri} = \lambda_i \cdot \sigma_{zi} = \lambda_i \cdot \rho_s \cdot g (k(r_i) - z) \quad (5.36)$$

und

$$\sigma_{ra} = \lambda_a \cdot \sigma_{za} = \lambda_a \cdot [\rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - z) + Z \cdot r_a + \theta] \quad (5.37)$$

ergeben sich bei bekannten Reibungsbeiwerten  $\mu_i$  und  $\mu_a$  die Schubspannungen.

$$\tau_i = \lambda_i \cdot \mu_i \cdot \sigma_{zi} = \lambda_i \cdot \mu_i \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r_i) - z) \quad (5.38)$$

$$\tau_a = \lambda_a \cdot \mu_a \cdot \sigma_{za} = \lambda_a \cdot \mu_a \cdot [\rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - z) + Z \cdot r_a + \theta] \quad (5.39)$$

In die Gleichung (5.24) kann Gleichung (5.18) eingesetzt werden. Die Kraftkomponente aus der Vertikalspannung  $\sigma_z$  geht über in:

$$\begin{aligned} \int_0^\Phi \int_{r_i}^{r_a} \sigma_z \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi &= \Phi \cdot \int_{r_i}^{r_x} \rho_s \cdot g \cdot (k(r) - z) \cdot r \cdot dr + \Phi \cdot \int_{r_x}^{r_a} (\rho_s \cdot g \cdot (k(r) - z) + Z \cdot r + \theta) \cdot r \cdot dr \\ &= \Phi \cdot \int_{r_i}^{r_a} \rho_s \cdot g \cdot (k(r) - z) \cdot r \cdot dr + \Phi \cdot \int_{r_x}^{r_a} (Z \cdot r + \theta) \cdot r \cdot dr \end{aligned} \quad (5.40)$$

Am Radius  $r_x$  geht der Bereich II in den Bereich I über, wobei der Einfluss der Wand Schubspannung verschwindet. Damit ist die Randbedingung zur Bestimmung des Ordinatenabschnitts  $\theta$  mit  $Z \cdot r_x + \theta = 0$  gegeben. Eingesetzt in die Gleichungen (5.28) und (5.29) resultieren daraus:

$$\tau_a = \lambda_a \cdot \mu_a \cdot [\rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - z) + Z \cdot (r_a - r_x)] \quad (5.41)$$

$$\int_{r_i}^{r_a} \sigma_z \cdot r \cdot dr = \int_{r_i}^{r_a} \rho_s \cdot g \cdot (k(r) - z) \cdot r \cdot dr + \int_{r_x}^{r_a} Z \cdot (r - r_x) \cdot r \cdot dr \quad (5.42)$$

Gemäß Gleichung (5.24) ist Gleichung (5.30) nach der Koordinate  $z$  abzuleiten:

$$\frac{d}{dz} \left( \int_{r_i}^{r_a} \sigma_z \cdot r \cdot dr \right) = -\frac{\rho_s \cdot g}{2} \cdot (r_a^2 - r_i^2) - \frac{Z}{2} \cdot (r_a^2 - r_x^2) \cdot \frac{dr_x}{dz} \quad (5.43)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (5.27), (5.30) und (5.32) gewinnt man die Bestimmungsgleichung für den Verlauf von  $r_x(z)$ :

$$\frac{dr_x}{dz} = \frac{2}{Z \cdot (r_a^2 - r_x^2)} \cdot \{ \lambda_i \cdot \mu_i \cdot \rho_s \cdot g(k(r_i) - z) \cdot r_i + \lambda_a \cdot \mu_a \cdot [\rho_s \cdot g(k(r_a) - z) + Z \cdot (r_a - r_x)] \cdot r_a \} \quad (5.44)$$

Diese inhomogene Differentialgleichung (5.44) ist mit Hilfe des Runge-Kutta-Verfahrens numerisch lösbar, auch für unterschiedliche Oberflächenkonturen  $k(r)$ . Bei der numerischen Berechnung ist zu berücksichtigen, dass die Wandschubspannung nur im Bereich  $r_x(z) \leq r \leq r_a$  abgebaut werden kann. Im Bereich des Schubspannungsabbaus wird ein ungescherter Schüttgutblock vorausgesetzt, da nur im elastischen Zustand die vertikalen Anteile der Wandschubspannung weitergeleitet werden können. Abscheren bedeutet, dass die Schubspannung bis zu dieser Scherzone vollständig abzubauen ist. Hierzu sind die Faktoren entsprechend anzupassen. Ausgangspunkt für die Bestimmung der beiden Faktoren ist die Konstanz der Radialspannung  $\sigma_r(r_a)$ , die vom radialen Verlauf der Wandschubspannung unabhängig sein muss. Ein rascher Abbau der Wandschubspannung bedingt folglich ein größeres  $Z$  und ein verkleinertes  $\lambda_a$ . Der Maximalwert von  $Z$  geht aus dem kleinstmöglichen Spannungsverhältnis  $\lambda_a$  hervor. Weiterhin gilt  $r_i \leq r_x(z) \leq r_a$  für den Radius  $r_x$ . Der Radius  $r_x$  kann folglich als Mindestwert nur den Wellenradius annehmen.

Greinwald geht bei der Entwicklung seines neuen Spannungsmodells noch intensiv auf eine Modellierung des Schüttgutes im Bereich einer Wendeltrennung ein. Darauf soll aber innerhalb dieser Arbeit nicht näher eingegangen werden.

#### 5.3.3 Anpassung zur Berechnung der Förderung auf Schneckenwendeln

Allerdings müssen auch die genannten Zusammenhänge und Gleichungen noch in Bezug auf die Einflüsse der Gutbewegung und der Wendelgeometrie korrigiert werden. Das Fördergut bewegt sich beim Fördervorgang auf einer Schraubenlinie. Dies bedeutet, dass neben einer Drehbewegung auch eine translatorische Bewegung entgegen der Schwerkraft auftritt. Dies entspricht dem in Kapitel 5.3.1 eingeführten Fall c).

Das bisher hergeleitete Spannungsmodell gilt allerdings für einen ebenen Spannungszustand. Die Wirkung der Schneckenwendelsteigung kann jedoch mit einer Korrektur der Erdbeschleunigung integriert werden [Ertl-88]. Die Erdbeschleunigung  $g$  wird hierzu durch die Ersatzgröße  $\bar{g}_b$ , also die auf die

$g$  wird hierzu durch die Ersatzgröße  $\bar{g}_b$ , also die auf die Schneckenwendel wirkende Komponente von  $g$  ersetzt:

$$\bar{g}_b = g \cdot \cos \alpha(r) \quad (5.45)$$

Die zum Anstieg der Normalspannung auf die Rohrwand  $\sigma_r(r_a)$  beitragende Wandschubspannung  $\tau_W$  wirkt entgegengesetzt der schraubenlinienförmigen Relativbewegung zwischen Gut und Rohrwand. Diese kann in ihre in  $\varphi$ - und  $z$ -Richtung zeigenden Komponenten zerlegt werden. Es soll hier vorausgesetzt werden, dass nur der vertikale  $z$ -Anteil diese Wandschubspannung zum Druckaufbau im Fördergut beiträgt und radial abgebaut wird, da das eingeführte Spannungsmodell ja eigentlich für den ebenen Spannungszustand gilt. Dies ist zulässig, da im Bereich des größten Schubspannungsabbaus, also nahe dem Außenradius, das Schneckenblech nur eine geringe Steigung aufweist [Grei-94]. Vertikale Schubspannungskomponenten, die durch die Reibkräfte im Inneren des Gutes erzeugt werden, tragen nicht zu einer Normalspannungserhöhung in radialer Richtung bei.

Der Betrag der vertikalen und azimutalen Schubspannungskomponenten folgt aus der Wandschubspannung  $\tau_W$  und dem Winkel  $\psi_j$  gegen die Horizontale ( $j$  liegt zwischen  $i$  und  $a$ , also zwischen Innenradius und Außenradius der Schneckenwendel).

Damit gilt für die Schubspannungskomponenten:

$$\tau_{r\varphi,j} = \tau_W \cdot \cos \psi_j \quad (5.46)$$

$$\tau_{rz,j} = \tau_W \cdot \sin \psi_j \quad (5.47)$$

Dabei wird der Winkel  $\psi$  von der Vertikal- und der Umfangsgeschwindigkeit des Gutes sowie der Umfangsgeschwindigkeit der Schneckenwelle bestimmt. Mit diesen Größen kann die Relativgeschwindigkeit zwischen Gut und stehendem Förderrohr bzw. zwischen Gut und Welle nach Größe und Richtung bestimmt werden.

Es gelten dabei die in Kapitel 4.1 beschriebenen Zusammenhänge für den Förderwinkel am Außenradius. Dadurch ergibt sich:

$$\tau_a = \lambda_a \cdot \mu_a \cdot \sin \psi_a \cdot [\rho_s \cdot g \cdot \cos \alpha(r_a) \cdot (k(r_a) - \zeta) + Z \cdot (r_a - r_x)] \quad (5.48)$$

Auf der Schneckenwendel gleitet das Schüttgut mit der Relativgeschwindigkeit  $v_r$  nach Gleichung (4.17) stets unter dem Winkel  $\alpha(r)$ . An der Schneckenwelle gilt daher für den Förderwinkel  $\psi_i$ :

$$\psi_i = \alpha(r_i) \quad (5.49)$$

Für die Axialkomponente der Schubspannung ergibt sich hiermit

$$\tau_i = \lambda_i \cdot \mu_i \cdot \sin \psi_i \cdot \sigma_{zi} = \lambda_i \cdot \mu_i \cdot \sin \psi_i \cdot \rho_s \cdot g \cdot \cos \alpha(r_i) \cdot (k(r_i) - \zeta) \quad (5.50)$$

Ersetzt man die Gleichungen (5.46) und (5.47) durch die Gleichungen (5.48) und (5.50) mit dem Korrekturfaktor  $\bar{g}_b$  nimmt Gleichung (5.44) die Form

$$\frac{dr_x}{dz} = \frac{2}{Z \cdot (r_a^2 - r_x^2)} \cdot \left\{ \lambda_i \cdot \mu_i \cdot \sin \psi_i \cdot \rho_s \cdot g \cdot \cos \alpha(r_i) \cdot (k(r_i) - \zeta) \cdot r_i + \lambda_a \cdot \mu_a \cdot \sin \psi_a \cdot [\rho_s \cdot g \cdot \cos \alpha(r_a) \cdot (k(r_a) - \zeta) + Z \cdot (r_a - r_x)] \cdot r_a \right\} \quad (5.51)$$

an.

### 5.3.4 Gutverteilung und freie Gutoberfläche

Im Zusammenhang mit dem Spannungsmodell wurde bereits die Gutverteilung des Schüttgutes in der Schneckenkammer hergeleitet. Die Verteilung erfolgt unter dem Einfluss der Drehbewegung mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_h$ . Die Charakteristik der Gutverteilung hängt hierbei von den im Schüttgut herrschenden Spannungen ab. Erreichen beispielsweise die Spannungen den Bruchzustand in einer beliebigen Ebene, kommt es in der Füllung zum Übergang vom elastischen zu einem plastischen Zustand, dem Fließen. Diese plastische Verformung setzt sich solange fort, bis das Bruchkriterium gerade nicht mehr erfüllt wird und das Schüttgut wieder in einen elastischen Zustand gerät. Die wirkenden Kräfte, nämlich Eigengewichtskraft und Zentrifugalkraft, bedingen somit ein Aufböschchen des Fördergutes hin zur Rohrinne wand.

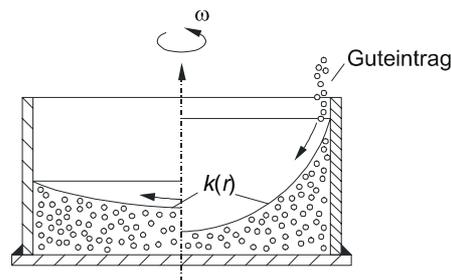


Abb. 5.10: Mögliche Grenzkonturen in einem drehenden Topf, abhängig von der Art der Konturerzeugung; der Pfeil symbolisiert hier die „Verteilungsrichtung“ des Schüttgutes im Topf

Mit der Gutverteilung in der Kammer geht die Ausprägung einer charakteristischen Oberflächenkontur einher, die damit ebenfalls eine Folge der herrschenden Spannungen ist. Hierbei ist bemerkenswert, dass sich innerhalb bestimmter Grenzen beliebige Gutkonturen einstellen können [Grei-94]. Dieser Effekt ist auf die innere Reibung im Schüttgut zurückzuführen. Unter Voraussetzung einer radial konstanten Gutwinkelgeschwindigkeit sind zwei Grenzfälle zu unterscheiden. Für einen rotierenden, ebenen Topf (Bild 5.10) bedeutet dies:

- Es bildet sich im einen Fall lediglich eine flachere freie Gutoberfläche durch den Einfluss der Zentrifugalkraft aus. Das zunächst gleichmäßig im Topf verteilte Schüttgut drängt hierbei nach außen zur Topfberandung.
- Im anderen Fall entsteht durch Einbringen von Schüttgut am Topfrand eine steilere Oberflächenkontur, denn das Schüttgut muss sich hier vom Topfrand hin zur Topfmitte verteilen, also gegen die Wirkrichtung der Zentrifugalkraft.

Dieser Effekt hat im Verbund mit anderen gerätespezifischen Phänomenen einen besonderen Einfluss auf das Förderverhalten, insbesondere auf die Gutkontur und deren Verlauf entlang dem Umfang im noch zu besprechenden schrägen Schneckenförderer. Damit könnte begründet werden, warum sich trotz periodisch ändernder Kräfte entlang dem Umfang eine einheitliche Gutkontur ausprägt.

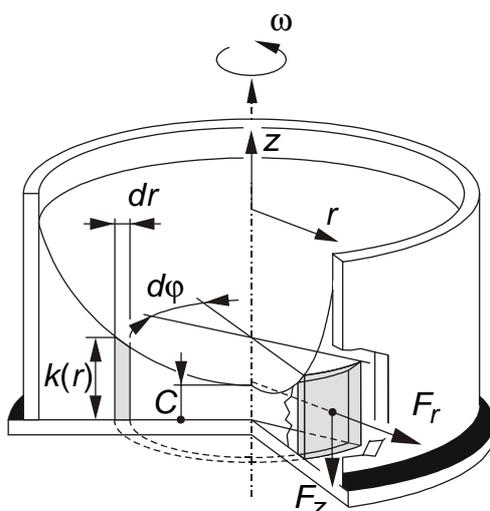


Abb. 5.11: Darstellung eines Sektorelementes mit der Breite  $d\varphi$ , der Dicke  $dr$  und der Höhe  $k(r)$  in einem drehbewegten Topf sowie der am Sektorelement angreifenden Kräfte  $F_r$  in radialer und  $F_z$  in vertikaler Richtung

Mit Hilfe der Spannungsverhältnisse von Horizontal- und Vertikalspannungen, welche hier zugleich als Hauptspannungen definiert sind, ist nun die Bestimmung der Oberflächenkontur  $k(r)$  (siehe Abb. 5.11) möglich. Aufgrund der Spannungsfreiheit an der Schüttgutoberfläche [Ertl-88] betrachtet man den Grenzwert

$$\lim_{z \rightarrow k(r)} \lambda(r, z) = \lim_{z \rightarrow k(r)} \frac{d\sigma_r}{d\sigma_z} \quad (5.52)$$

Die totalen Differentialquotienten  $d\sigma_r$  und  $d\sigma_z$ , abgeleitet aus den Gleichungen (5.19) und (5.21), lauten

$$d\sigma_r = \rho_s \cdot r \cdot \omega_a^2(r) \cdot dr - \rho_s \cdot r \cdot \omega_a^2(r) \cdot \frac{1}{k'(r)} dz \quad (5.53)$$

und

$$d\sigma_z = \rho_s \cdot g \cdot k'(r) \cdot dr - \rho_s \cdot g \cdot dz \quad (5.54)$$

Eingesetzt in Gleichung (5.52) folgt für das Spannungsverhältnis  $\lambda$  an der Oberfläche

$$\lim_{z \rightarrow k(r)} \lambda = \frac{r \cdot \omega_a^2(r)}{g \cdot k'(r)} \quad (5.55)$$

Durch Umstellung von Gleichung (5.55) gelangt man so zur Steigung der Oberflächenkontur in radialer Richtung:

$$k'(r) = \frac{r \cdot \omega_a^2(r)}{g \cdot \lambda(r, z = k(r))} \quad (5.56)$$

Parallel zum Spannungsmodell ist auch bei der Bestimmung der Gutkontur die Erdbeschleunigung  $g$  unter Berücksichtigung der Wendelsteigung  $\alpha(r)$  zu korrigieren. Gleichung (5.56) erhält daher die Form

$$k'(r) = \frac{r \cdot \omega_a^2(r)}{g \cdot \cos \alpha(r) \cdot \lambda(r, \zeta = k(r))} \quad (5.57)$$

Die Integration der Gleichung (5.57) führt zur Stammfunktion der Oberflächenkontur  $k(r)$ :

$$k(r) = \int_0^r k'(t) dt + C = \int_0^r \frac{t \cdot \omega_a^2(t)}{g \cdot \cos \alpha(t) \cdot \lambda(t, \zeta = k(r))} dt + C \quad (5.58)$$

Die Integrationskonstante  $C$  legt die Höhenlage der Schüttgutkontur in der Schneckenkammer fest.

### 5.3.5 Spannungsverhältnis $\lambda$ im drehbewegten System

Beim Übergang von einem statischen zu einem drehbewegten System wächst unter der Wirkung der Zentrifugalbeschleunigung die Radialspannung  $\sigma_{ra}$  an der Stelle  $r$  mit dem steigenden Produkt aus Drehzahl und radialem Abstand vom Drehzentrum an. Solange sich im Bereich kleiner Drehzahlen die freie Oberfläche des betrachteten Gutinhaltes nicht ändert, bleibt in einer Höhe  $z$  die Vertikalspannung  $\sigma_z$ , die aus der Eigengewichtskraft der darüber liegenden Gutsäule hervorgeht, über dem Radius konstant. Das Spannungsverhältnis  $\lambda$  zwischen vertikaler und radialer Druckspannung steigt somit mit zunehmendem Radius an.

Liegt das Gut an der Drehachse wandreibungsfrei im aktiv plastischen Zustand vor, geht es auf Grund der Drehbewegung in einen elastischen Zustand mit einem Spannungsverhältnis  $\lambda(r,z)$  über:

$$\lambda(r, z) = \frac{\sigma_r(r, z)}{\sigma_z(r, z)} \quad (5.59)$$

Die Radialspannung  $\sigma_{ra}$  kann mit steigender Drehzahl so lange anwachsen, bis die größte Hauptspannung des passiv plastischen Zustandes erreicht wird. Dann beginnt das Gut zu fließen und bildet eine neue freie Oberfläche aus. Welches Spannungsverhältnis sich nach dem Gutbruch unter der neu ausgeformten Oberfläche einstellt ist jedoch unbekannt, da sich nach erfolgtem Gutbruch auch zuvor aufgebaute innere Schubspannungen teilweise abbauen.

Das Spannungsverhältnis  $\lambda$  muss nach Beendigung des dynamischen Vorgangs des Gutbruchs nicht mehr den gleichen Wert annehmen wie zuvor. Schüttgut, das um eine Achse rotiert, bildet eine unter einem konstanten Winkel geneigte Gutoberfläche aus, woraus man schließen kann, dass bei konstanter Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_b$  das Spannungsverhältnis  $\lambda$  radial ansteigen muss [Rob-64]. Darüber hinaus zeigt sich, dass sich bis zum Bruchzustand ein ansteigendes, anschließend ein konstantes  $\lambda$  einstellt [Ertl-88]. Für den Bereich, ab dem  $\lambda$  konstant bleibt, existiert bisher keine formelmäßige Beschreibung.

Die Tatsache, dass im Schüttgut kein zwei- sondern ein dreiachsiger Spannungszustand vorliegt, ist für eine exakte Beschreibung sehr hinderlich. Die Wandschubspannung wirkt beim Fördervorgang hauptsächlich in Azimutalrichtung. Es führt aber nur das größte Hauptspannungsverhältnis  $\lambda_0$  zum Gutbruch (s. Kapitel 4.3.2). Die Lage der Ebene, in der  $\lambda_0$  auftritt ist aber wegen der Schubspannungen in  $\varphi$ -Richtung unbekannt. Das größte Verhältnis  $\lambda_0$  liegt also nicht in der betrachteten  $r,z$ -Ebene vor, in der das Spannungsverhältnis  $\lambda$  eigentlich gilt. Greinwald greift deshalb im Rahmen seiner Arbeit modellhaft auf den zweiachsigen Spannungszustand zurück. Damit kann mit der Kenntnis des Hauptspannungsverhältnisses  $\lambda_0$  und dem äußeren Reibwinkel  $\varphi_w$ , eine gleichförmige Gutbeanspruchung vorausgesetzt, das Normalspannungsverhältnis  $\lambda$  in der  $r,z$ -Ebene abgeschätzt werden.

Diese Voraussetzung ist im Schneckenförderer nicht immer erfüllt, da das Fördergut dort einen Kanal durchströmt, dessen Querschnitt nicht konstant sein muss. Einerseits treten bereits durch Bauteil- und Fertigungstoleranzen Imperfektionen in der Förderergeometrie auf, die eine Abweichung von Schnecke, Schneckenwelle oder Förderrohr von der geometrischen Idealform verursachen. Andererseits kann auch durch Einflüsse während des Betriebes, wie beispielsweise Schwingungen der Bauteile auf Grund von Eigenschwingungen oder Unwucht sowie durch Förderguteinflüsse, wie sie z.B. durch im Spalt klemmende Schüttgutteilchen entstehen können, eine derartige Störung verursacht werden.

Vielfach werden handelsübliche Standardrohre als Tröge für Steil- und Senkrechtförderer verwendet. Bei diesen ist mit deutlichen Unterschieden zur idealen Kreisform bzw. zur Geradheit eines idealen Bauteils zu rechnen, insbesondere bei großen Abmessungen (siehe Abb. 5.12). Gleiches gilt für die Schneckenwellen, da diese ebenfalls aus Rohren gefertigt werden.

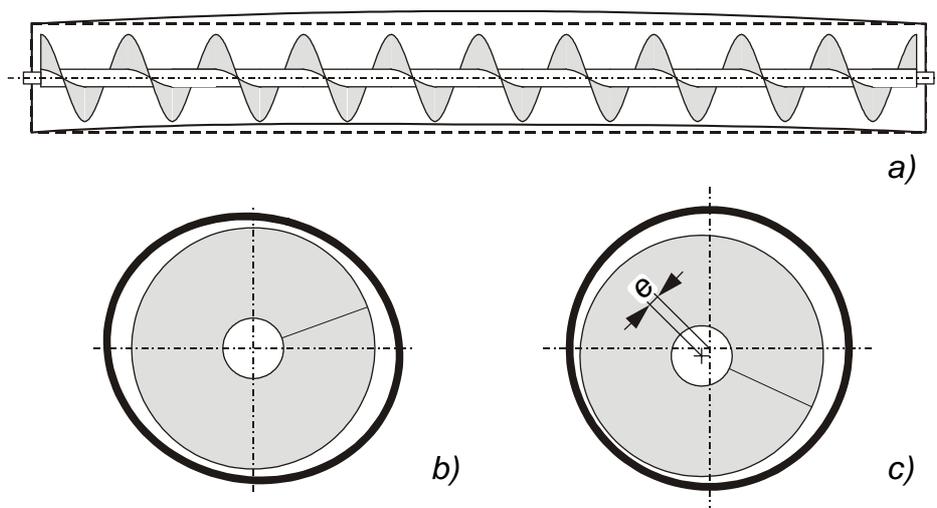


Abb. 5.12: Abweichungen von der geometrischen Idealform und dadurch veränderliche Kanalbreite  $B(\varphi)$

a) Linearitätstoleranz des Außenrohres

b) Unrundheit des Schneckenrohres

c) Exzentrizität der Schneckenwelle

Auf Grund geometrischer Abweichungen ändert der dem Gut zur Verfügung stehende Kanal seine Breite  $B(\varphi)$  periodisch, da die Umlauffrequenz der Förderschnecke größer ist als die des Fördergutes. Damit verdichtet und entspannt die sich drehende

Schneckenwelle das Fördergut in der Schneckenkammer ebenfalls periodisch über einen Umlauf, aber abhängig von der axialen Lage im Förderer. Es reicht jedoch bereits eine geringe Ausweichbewegung der Gutberandung, um eine Änderung des passiven oder aktiven Spannungszustandes zu bewirken [Str-68]. Je nachdem ob die Kammerbreite zu- oder abnimmt, stellt sich folglich ein aktiver oder passiver plastischer Spannungszustand im Fördergut ein. Dies wiederum führt zu einer Überlagerung der Spannungszustände, woraus folgt, dass das tatsächliche Spannungsverhältnis im Gut zwischen den beiden Grenzwerten liegt. Da der aktiv plastische Spannungszustand das Maximum von  $\lambda$ , der passiv plastische das Minimum bildet, kann hier beispielsweise  $\lambda$  als das arithmetische Mittel aus  $\lambda_a$  und  $\lambda_p$  abgeschätzt werden [Grei-94]:

$$\lambda = \frac{1}{2} \cdot (\lambda_a + \lambda_p) \quad (5.60)$$

Allerdings führt der ständige Wechsel zwischen aktiv plastischem und passiv plastischem Spannungszustand auch dazu, dass die letztendlich die plastischen Spannungsverhältnisse bildenden Schüttgutkennwerte Fördergutedichte und Schüttwinkel nicht mehr konstant bleiben. Selbst Eigenschwingungen im Fördergut können auftreten, wodurch mit steigender Schwingungsfrequenz wiederum der innere Reibwert des Gutes abnimmt [Grei-94]. Da dieses Verhalten der Schüttgutkennwerte nicht explizit beschreibbar ist, können nur experimentelle Untersuchungsergebnisse eine Berücksichtigung dieser Zusammenhänge leisten.

### 5.3.6 Füllungskonfiguration und Gutbeladung

Zur vollständigen Beschreibung der freien Gutoberfläche  $k(r)$  muss noch gemäß Gleichung (5.58) die Höhenlage C bekannt sein. Mit dieser lässt sich die Gutbeladung des Förderers berechnen.

Das Fördergut nimmt nicht das gesamte, in der Schneckenkammer zur Verfügung stehende Volumen in Anspruch, sondern lediglich einen bestimmten Anteil. Dabei kann sich das Gut in Abhängigkeit von der Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_a(r)$  und der Füllmenge in grundsätzlich vier unterschiedlichen Konfigurationen in der Schneckenkammer ausbreiten [Ertl-88; Rad-72; Gab-81]. Diese Füllungskonfigurationen (Abb. 5.13) unterscheiden sich in der Lage der Berührungsorte von Gutoberfläche

und Berandung der Schneckenkammer. Bei Typ I grenzt das Fördergut beispielsweise sowohl an Welle als auch Schneckenwendel und Förderrohr, während bei Typ IV Schneckenwendel, allerdings Unter- und Oberseite sowie Förderrohr vom Gut berührt werden.

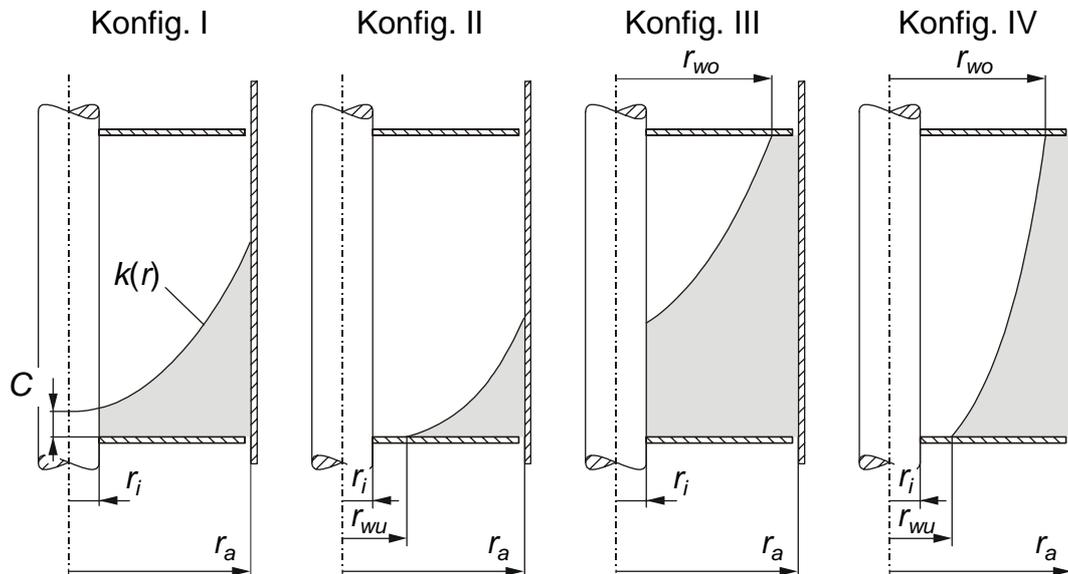


Abb. 5.13: Füllungskonfigurationen im senkrechten Schneckenförderer

Die Gutbeladung wird durch den Füllungsgrad  $\varphi$  charakterisiert. Dieser ist analog zum horizontalen Schneckenförderer als das Verhältnis von Schüttgutvolumen zu Kammervolumen und damit als Verhältnis des tatsächlichen zum theoretisch möglichen Volumen definiert.

$$\varphi = \frac{V_{\text{tatsächlich}}}{V_{\text{theoretisch}}} \quad (5.61)$$

Das theoretische Volumen des Schneckenförderers legen die Konstruktionsparameter Ganghöhe  $H$ , Wendeldicke  $s$ , Wellenaußenradius  $r_i$  und Rohrrinnenradius  $r_a$  fest, wodurch sich je Gang ein Kammervolumen von

$$V_{theoretisch} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_a} (H - s) \cdot r \, dr \, d\varphi \quad (5.62)$$

gegenüber dem tatsächlichen, vom Schüttgut eingenommenen Volumen  $V_{tatsächlich}$  ergibt.

Mit Gleichung (5.58) und der Guldinschen Regel zur Volumenberechnung von Rotationskörpern ergibt sich allgemein für  $V_{tatsächlich}$ :

$$V_{tatsächlich} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_a} r \left[ \int_0^r \frac{t \cdot \omega_a^2(t)}{g \cdot \cos \alpha(t) \cdot \lambda(t, \zeta = k(r))} dt + C \right] dr \, d\varphi \quad (5.63)$$

Damit ergibt sich mit den Gleichungen (5.62), (5.63) und (5.61) der Füllungsgrad zu

$$\varphi = \frac{2}{(H - s) \cdot (r_a^2 - r_i^2)} \cdot \int_{r_i}^{r_a} r \int_0^r \left[ \frac{t \cdot \omega_a^2(t)}{g \cdot \cos \alpha(t) \cdot \lambda(t, \zeta = k(r))} dt + C \right] dr \quad (5.64)$$

Durch Auflösen nach der Integrationskonstante  $C$  kann die Oberflächenkontur  $k(r)$  in Gleichung (5.58) in Abhängigkeit des Füllungsgrades  $\varphi$  beschrieben werden. Eine geschlossene Lösung ist jedoch nur für die Füllungskonfiguration I möglich. Bestimmungsgleichungen für die Durchstoßradien der Gutkontur an Wendeloberseite bzw. Wendelunterseite,  $r_{wo}$  und  $r_{wu}$ , existieren nicht, wodurch eine Lösung für die Konfigurationen II bis IV nur iterativ erzielt werden kann. Unter Vorgabe von  $\lambda$  und  $\omega_a$  ist die Höhenlage der Gutkontur so lange zu verändern, bis das gewünschte Volumenverhältnis  $\varphi$  erreicht ist. Hieraus ergeben sich dann auch die Werte für  $r_{wo}$  und  $r_{wu}$ .

Die Schüttgutvolumina lassen sich in Abhängigkeit vom Füllungstyp einfach darstellen. Die Bestimmungsgleichungen für den jeweiligen Konturverlauf ergeben sich hieraus und lauten wie folgt:

$$K_t = \frac{t \cdot \omega_a^2(t)}{g \cdot \cos \alpha(t) \cdot \lambda(t, \zeta)} \quad (5.65)$$

$$k_I(r) = \int_0^r K_t dt + \varphi \cdot (H - s) - \frac{2}{(r_a^2 - r_i^2)} \cdot \int_{r_i}^{r_a} r \int_0^r K_t dt dr \quad (5.66)$$

$$k_{II}(r) = \int_0^r K_t dt + \varphi \cdot (H - s) \cdot \frac{(r_a^2 - r_i^2)}{(r_a^2 - r_{wu}^2)} - \frac{2}{(r_a^2 - r_{wu}^2)} \cdot \int_{r_{wu}}^{r_a} r \int_0^r K_t dt dr \quad (5.67)$$

$$k_{III}(r) = \int_0^r K_t dt + \frac{(H - s)}{(r_{wo}^2 - r_i^2)} \cdot [\varphi \cdot (r_a^2 - r_i^2) - (r_a^2 - r_{wo}^2)] - \frac{2}{(r_{wo}^2 - r_i^2)} \cdot \int_{r_i}^{r_{wo}} r \int_0^r K_t dt dr \quad (5.68)$$

$$k_{IV}(r) = \int_0^r K_t dt + \frac{(H - s)}{(r_{wo}^2 - r_{wu}^2)} \cdot [\varphi \cdot (r_a^2 - r_i^2) - (r_a^2 - r_{wo}^2)] - \frac{2}{(r_{wo}^2 - r_{wu}^2)} \cdot \int_{r_{wu}}^{r_{wo}} r \int_0^r K_t dt dr \quad (5.69)$$

Bei dem Konfigurationstyp IV berührt die Oberflächenkontur die Kammerberandung an der Wendelober- wie auch an der Wendelunterseite, siehe Abb. 5.13. Es muss daher als Randbedingung stets folgende Randbedingung erfüllt sein:

$$H = \left( \int_0^{r_{wo}} K_t dt - \int_0^{r_{wu}} K_t dt \right) + s \quad (5.70)$$

### 5.3.7 Modell zur Berechnung der Förderung auf der Schneckenwendel

Da sich in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen eines Schneckenförderers durch- aus einzelne Partikel des Fördergutes während des Fördervorganges gegeneinander verschieben können und somit unterschiedliche Absolutwinkelgeschwindigkeiten besitzen, wird in dem hier als Basis verwendeten Rechenmodell nicht von einer kompakten Gutfüllung ausgegangen, sondern von einer Anzahl  $M$  unabhängiger, so genannter Sektorelemente endlicher Breite und Bogenlänge. Die auf diese Elemente wirkenden Kräfte werden entsprechend den vorher beschriebenen Zusammenhän- gen analytisch hergeleitet und einer Gleichgewichtsbetrachtung unterzogen.

Diese Vorgehensweise benötigt einen deutlich höheren Rechenaufwand als die Einzelkörperberechnung, da die Vorgänge an den Grenzflächen der Sektorelemente

in die Berechnung eingehen. Dafür bietet sie jedoch die Möglichkeit einer genaueren Berechnung der gesuchten Parameter:

- Es gehen die Gleichgewichtsbetrachtungen in der Schüttgutfüllung, genauer an den Grenzflächen der Sektorelemente in die Berechnung der Gutbewegung mit ein.
- Der verteilte Abbau von axialen Wandschubspannungen im Schüttgutinneren wird berücksichtigt.
- Die Förderergeometrie, speziell die lokale Wendelgeometrie in Gestalt der Wendelsteigung  $\alpha(r)$  kann stärker in die Gleichgewichtsbetrachtungen eingearbeitet werden.
- Sie erlaubt eine Berücksichtigung von Verschiebungen bzw. relativen Gleitbewegungen entlang der Grenzflächen zwischen den Sektorelementen.

Dabei soll aber von den folgenden Voraussetzungen ausgegangen werden:

- Es findet ein über der Förderstrecke stationärer Fördervorgang mit einer für einen Betriebszustand konstanten Fördergutdichte und konstanter Füllungskonfiguration statt.
- Ein Sektorelement kann relativ zum äußeren, benachbarten Element auf der Wendel abrutschen, wird aber stets nach oben gefördert.
- Die sich bei relativem Abgleiten zweier Sektorelemente einstellende Scherung wird auf eine Gleitebene zwischen den Elementen reduziert.
- Nicht berücksichtigt wird der Einfluss des Schneckenpaltes hinsichtlich der Rieselverluste für die Berechnung der Gutbewegung und für den Massenstrom  $I_m$ .
- Es wird keine einheitliche Sektorelementbreite vorausgesetzt. Vorgegeben wird lediglich eine frei wählbare, endliche Anzahl  $M$  von Sektorelementen, in welche die Gutfüllung eingeteilt wird. Hierbei wird das äußerste Element, das an die Rohrinnenwand grenzt, dem axialen Schubspannungsabbau angepasst, wie in Abb. 5.14 dargestellt.
- Gleitvorgänge können lediglich in den Trennfugen auftreten.

Diese Annahmen beinhalten, dass Geschwindigkeitsunterschiede der Einzelpartikel innerhalb der Schüttgutfüllung ausschließlich von der r-Koordinate abhängen. Auf einem Radius r ist die Geschwindigkeit über die gesamte Länge der Bahnkurve der Förderstrecke konstant.

Die Sektorelemente werden von innen nach außen laufend durchnummeriert. Das innerste Element besitzt so die laufende Nummer  $n = 1$  und das äußerste  $n = M$ . Die inneren Schnittufer besitzen als Index jeweils die laufende Nummer  $n$  des Sektorelements, die jeweils äußeren  $n + 1$ . Gemäß dieser Nomenklatur können sämtliche Größen gekennzeichnet werden.

Für die Sektorelemente mit den laufenden Nummern  $n < M$  gilt eine einheitliche Breite von  $\Delta r = r_{n+1} - r_n$ . Davon abweichend ergibt sich für das äußerste Element  $\Delta r = r_a - r_{x0}$ .

Die Kräfteberechnung in den willkürlich festgelegten und als potenzielle Gleitebenen dienenden Schnittufern soll möglichst einfach gestaltet werden. Da die vertikalen Wandschubspannungen wie beschrieben nur im ungescherten Gut übertragen werden können, soll diese Komponente nur innerhalb des äußersten Elementes vollständig abgebaut werden. Daher fallen im Modell die radiale Lage des äußersten Schnittufers und der Grenzradius  $r_{x0}$  zusammen entsprechend Abb. 5.14.

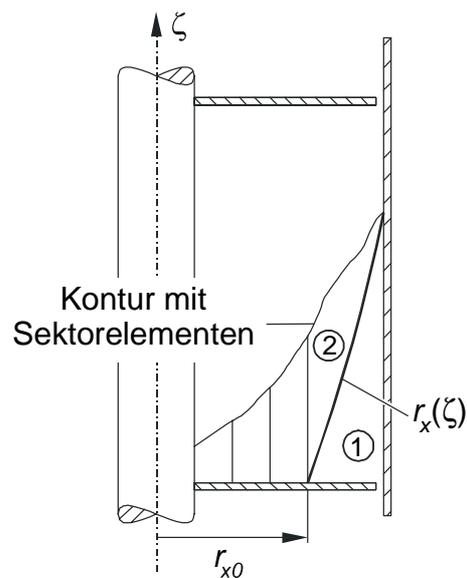


Abb. 5.14: Radiale Verschiebung des äußersten Schnittufers

### 5.3.8 Berechnung der Kräfte am Sektorelement

Die am Sektorelement angreifenden äußeren Kräfte sind die Gewichtskraft  $G$ , die durch das Freischneiden der Sektorelemente frei werdenden Normalkräfte  $N$  und die durch die Normalkräfte verursachten Reibkräfte  $R$ . Die Normalkräfte können aus den über das Spannungsmodell beschriebenen Spannungszuständen, aus denen sie resultieren, durch Integration über die zugeordneten Flächen  $A_j$  berechnet werden. Dabei soll der Azimutalwinkel eines jeden betrachteten Sektorelementes gleich  $\Delta\varphi = 2\pi$  sein. Damit gilt für alle Normalkräfte:

$$N_j = \int_{A_j} \sigma_j \cdot dA_j \quad (5.71)$$

Die Gewichtskraft, die im Schwerpunktradius  $r_m$  eines Elementes der Breite  $\Delta r$ , der Bogenlänge  $2\pi r_m$  und der Höhe  $k(r_m)$  angreift, ist durch die Gleichung

$$G = \int_0^{2\pi} \int_{r_m}^{r_{m+1}} \int_0^{k(r_m)} \rho_s \cdot g \cdot r \cdot d\zeta \, dr \, d\varphi \quad (5.72)$$

gegeben. Die Berechnung des Schwerpunktradius  $r_m$  wird im nächsten Unterkapitel noch näher erläutert.

Senkrecht auf das Schneckenblech wirkt die Binormalkomponente  $G_b$  und blechparallel die Tangentialkomponente  $G_t$  der Eigengewichtskraft  $G$ . Damit berechnen sich die jeweiligen Komponenten der Gewichtskraft zu

$$G_b = G \cdot \cos \alpha(r_m) \quad (5.73)$$

$$G_t = G \cdot \sin \alpha(r_m) \quad (5.74)$$

Zwischen zwei Sektorelementen gilt nun, dass die wirkenden Kräfte  $F_j$ ,  $F_n$  am  $n$ -ten Element und  $F_{n+1}$  am  $n+1$ -ten Element in ihrer Größe übereinstimmen, aber entgegengesetzt gerichtet sind. Dies kann im Folgenden als Kopplungsbedingung genutzt werden.

So folgen aus der Vertikalspannung  $\sigma_z$  und dem Spannungsverhältnis  $\lambda(r)$  die Radialspannung  $\sigma_r = \lambda \cdot \sigma_z$ . Die Radialspannung über die jeweiligen vertikalen Begrenzungsflächen  $A_j$  integriert liefern nach Gleichung (5.71)

$$N_r = \int_{A_j} \sigma_r dA_r = \int_0^{2\pi} \int_0^{k(r_j)} \lambda \cdot \sigma_{\zeta,b} \cdot r \cdot d\zeta d\varphi \quad (5.75)$$

Hierbei ist zu trennen zwischen wandschubspannungsfreier und -behafteter Zone. Innerhalb der wandschubspannungsfreien Zone gilt über der gesamten Konturhöhe das gleiche Spannungsverhältnis  $\lambda(r)$  wie an der freien Gutoberfläche. An der Rohrinne wand gilt dagegen das Spannungsverhältnis aus Gleichung (4.53).

Das Spannungsmodell kann jedoch bisher nur für die Füllungskonfigurationen I und III angewendet werden. Wie aus Abb. 5.13 zu erkennen ist, unterscheiden sich die Typen I/III von II/IV dadurch, dass in ersterem Fall die Schüttgutfüllung die Schneckenwelle berührt. Hierdurch kann sich das Gut an der Schneckenwelle abstützen und so die wirkende Normalkraft um eine Komponente aus der Wandreibung erhöhen. Für die Typen II und IV trifft dies nicht zu.

Die Radialspannung an der Rohrinne wand definiert sich deshalb in Anlehnung an Gleichung (5.29) wie folgt:

$$\sigma_r(r_a) = \begin{cases} \lambda_a \cdot \cos \alpha \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - \zeta), & \text{für Konfig. II und IV} \\ \lambda_a \cdot \cos \alpha \cdot (\rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - \zeta) + Z \cdot r + \theta), & \text{für Konfig. I und III} \end{cases} \quad (5.76)$$

Dementsprechend ergeben sich die Bestimmungsgleichungen von  $r_x$  für die Konfigurationen I und III zu

$$\frac{dr_x}{d\zeta} = \frac{2 \cdot \cos \alpha}{Z \cdot (r_a^2 - r_x^2)} \cdot \{ \lambda_i \cdot \sin \psi_i \cdot \mu_i \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r_i) - \zeta) \cdot r_i + \lambda_a \cdot \sin \psi_a \cdot \mu_a \cdot [\rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - \zeta) + Z \cdot (r_a - r_x)] \cdot r_a \} \quad (5.77)$$

und Konfigurationen II und IV zu

$$\frac{dr_x}{d\zeta} = \frac{2 \cdot \cos \alpha}{Z \cdot (r_a^2 - r_x^2)} \cdot \left\{ \lambda_i \cdot \sin \psi_i \cdot \mu_i \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r_i) - \zeta) \cdot r_i + \lambda_a \cdot \sin \psi_a \cdot \mu_a \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - \zeta) \cdot r_a \right\} \quad (5.78)$$

Nach Gleichung (5.75) ergibt sich im Bereich  $r_i \leq r \leq r_{x0}$  für die Normalkraft:

$$N_r = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{k(r_i)} \lambda \cdot \cos \alpha(r_{m,n}) \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r) - \zeta) \cdot r \, d\zeta \quad (5.79)$$

Dagegen gilt im Bereich  $r_{x0} \leq r \leq r_a$  für die Konfigurationen I und III

$$N_r = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{k(r_a)} \lambda_a \cdot \cos \alpha(r_{m,n}) \cdot [\rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - \zeta) + Z \cdot (r - r_x(\zeta))] \cdot r \, d\zeta \quad (5.80)$$

und für die Konfigurationen II und IV

$$N_r = 2 \cdot \pi \cdot \int_0^{k(r_a)} \lambda_a \cdot \cos \alpha(r_{m,n}) \cdot \rho_s \cdot g \cdot (k(r_a) - \zeta) \cdot r \, d\zeta \quad (5.81)$$

Aus den radialen Normalkräften errechnen sich die Reibkräfte in den Trennfugen und der Rohrwand bzw. an der Schneckenwelle mit den zugeordneten Coulombschen Reibwerten. Treten zusätzlich noch Abschervorgänge im Inneren der Gutfüllung (in azimuthaler Richtung) auf, benötigt man noch zusätzlich die Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen den jeweiligen Elementen.

Insgesamt gilt mit Gleichung (4.31):

$$R_j = R_{jC} + R_{jSt} = \int_{A_r} \tau \, dA_r = \int_{A_r} (\tau_C + \tau_{St}) \, dA_r \quad (5.82)$$

Der Coulombanteil wird bestimmt durch

$$R_{jC} = \int_{A_r} \tau_C dA_r = \mu_G \cdot N_j \quad \text{für } r = r_a \quad (5.83)$$

und

$$R_{jC} = \int_{A_r} \tau_C dA_r \leq \mu_j \cdot N_j \quad \text{für } r < r_a \quad (5.84)$$

Da der Anteil aus Partikelstößen gering ist, wird dieser innerhalb der Kräfteberechnung vernachlässigt.

Ausgehend von der Änderung der Schergeschwindigkeit  $\kappa$  zwischen zwei gegeneinander bewegten Zylindern gilt nach Gleichung (4.30):

$$\kappa = \frac{r}{\cos \alpha(r)} \cdot \frac{d\omega_r}{dr} \quad (5.85)$$

Unter Berücksichtigung von Sektorelementen endlicher Ausdehnung kann  $\kappa$  wie folgt beschrieben werden:

$$\kappa = \frac{r_{n+1}}{\cos \alpha(r_{n+1})} \cdot \frac{\omega_r(r_{m,n+1}) - \omega_r(r_{m,n})}{r_{m,n+1} - r_{m,n}} \quad (5.86)$$

Zusätzlich zu den bislang genannten Kräften sind noch die Normal- und Reibkräfte zwischen Gut und Schneckenwendel zu berücksichtigen. Diese resultieren jedoch aus den Gleichgewichtsbetrachtungen und können nur iterativ ermittelt werden.

### 5.3.9 Kräfte-Reduktion auf den Massenschwerpunkt des Sektorelements

Zur Herleitung der Bewegungsgleichungen mit Hilfe des Impulssatzes ist es eine deutliche Vereinfachung, wenn alle am jeweiligen Sektorelement angreifenden Kräfte auf das im Sektormittelpunkt verankerte t,n,b-System bezogen sind. Bisher liegen die am Element angreifenden Kräfte allerdings im r,φ,z-System vor. Im Folgenden

wird eine Transformation durchgeführt, d.h. die Kräfte werden auf den jeweiligen Massenschwerpunkt reduziert.

Dabei kann die Lage des Massenschwerpunktes durch

$$r_m = \lim_{\Phi \rightarrow 0} \frac{\int_0^{\Phi} \int_{r_n}^{r_{n+1}} \int_0^{k(r)} (r \cdot \cos \varphi) \cdot r \, d\zeta \, dr \, d\varphi}{\int_0^{\Phi} \int_{r_n}^{r_{n+1}} \int_0^{k(r)} r \, d\zeta \, dr \, d\varphi} = \frac{\int_{r_n}^{r_{n+1}} \int_0^{k(r)} r^2 \, d\zeta \, dr}{\int_{r_n}^{r_{n+1}} \int_0^{k(r)} r \, d\zeta \, dr} \quad (5.87)$$

berechnet werden.

Der Angriffspunkt der Reibkraft  $R$  fällt unter der Voraussetzung einer konstant über den Elementboden verteilten Wandreibkraft mit dem Massenschwerpunkt  $r_m$  zusammen. Genau genommen besteht aber wegen der in der Realität zum Außenrand hin anwachsenden Verteilung der Wandreibkraft, die auch in der Spannungsberechnung Eingang fand, eine Differenz zwischen  $r_S$  und  $r_m$ . Das äußerste Element soll laut Definition genau die Breite der Einflusszone der Wandschubspannung haben. Je breiter diese ausfällt, desto höher wird die Bedeutung des Konturverlaufes der freien Oberfläche für  $r_m$ , für  $r_S$  und für die Bodenspannungsverteilung  $\sigma_z(r)$ .

Aus diesem Grund müssen für eine Reduktion der Kräfte auch die Radien  $r_S$  auf der Wendel und gegebenenfalls an der Wendelunterseite bekannt sein.

$$r_S = \frac{\int_{r_i}^{r_a} \sigma_\zeta(r, \zeta) \cdot r^2 \, dr}{\int_{r_i}^{r_a} \sigma_\zeta(r, \zeta) \cdot r \, dr} \quad (5.88)$$

Zur Reduktion der Kräfte auf den Massenschwerpunkt betrachtet man das Momentengleichgewicht um die  $\zeta$ -Achse, wofür die achsorthogonalen Komponenten der Kräfte zu ermitteln sind. Beispielhaft ist diese Zerlegung in Abb. 5.15, Abb. 5.16 und Abb. 5.17 veranschaulicht. Die achsparallelen ( $\zeta$ -Achse) Komponenten spielen keine Rolle, da sie nicht zum Momentengleichgewicht um die  $\zeta$ -Achse beitragen.

Die Aufteilung der Normalkräfte  $N$  senkrecht zur Schneckenwendel ergibt

$$N_{j,ap} = \bar{N}_{j,ap} = N_j \cdot \cos \alpha_j \quad (5.89)$$

und

$$N_{j,ao} = N_j \cdot \sin \alpha_j \quad (5.90)$$

Analog gilt für die Reibkräfte  $R$  parallel zur Schneckenwendel

$$R_{j,ap} = \bar{R}_{j,ap} = R_j \cdot \sin \alpha_j \quad (5.91)$$

bzw.

$$R_{j,ao} = R_j \cdot \cos \alpha_j \quad (5.92)$$

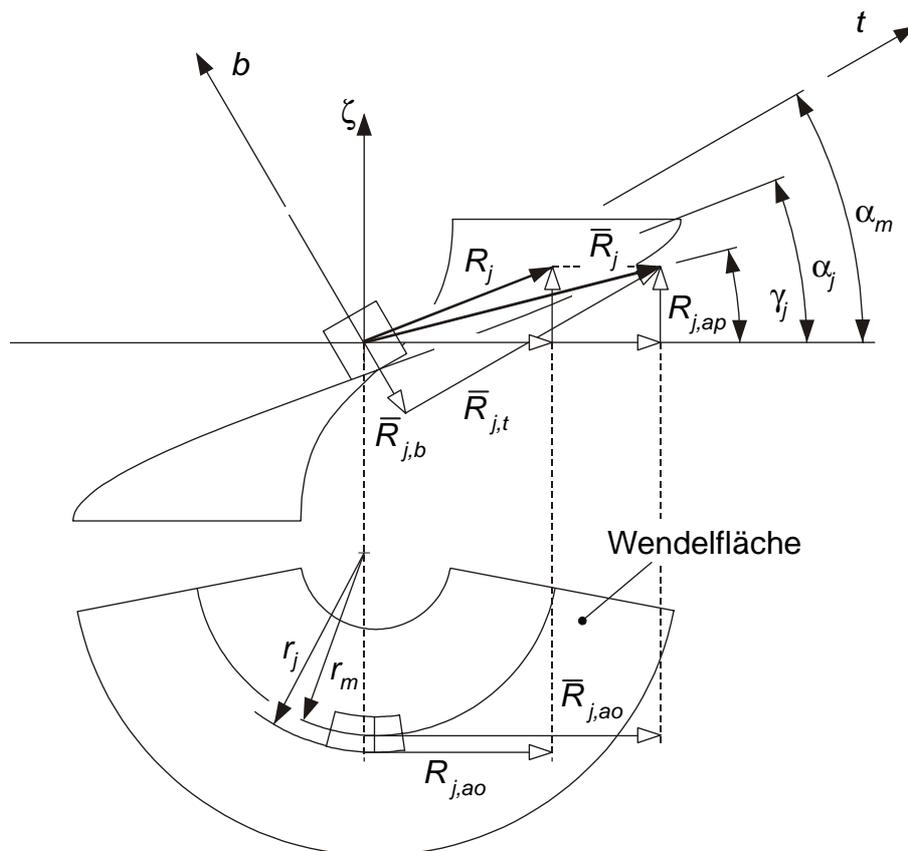


Abb. 5.15: Reduktion der Kraft  $R_j$  von  $r_j$  auf  $r_m$  an einem Element; es gilt:  $r_j > r_m$

Die Momentengleichgewichte um die  $\zeta$ -Achse erlauben die Bestimmung der reduzierten achsorthogonalen Kräfte:

$$N_{j,ao} \cdot r_j = \bar{N}_{j,ao} \cdot r_m \quad \text{bzw.} \quad \bar{N}_{j,ao} = \frac{r_j}{r_m} \cdot N_{j,ao} \quad (5.93)$$

$$R_{j,ao} \cdot r_j = \bar{R}_{j,ao} \cdot r_m \quad \text{bzw.} \quad \bar{R}_{j,ao} = \frac{r_j}{r_m} \cdot R_{j,ao} \quad (5.94)$$

Damit können nun die neuen Wirkrichtungen  $\gamma_j$  gebildet werden:

$$\gamma_j = \arctan \frac{\bar{R}_{j,ap}}{\bar{R}_{j,ao}} \quad \text{bzw.} \quad \gamma_j = \arctan \frac{\bar{N}_{j,ap}}{\bar{N}_{j,ao}} \quad (5.95)$$

Die reduzierten Normal- und Reibkräfte ergeben sich mit den obigen Gleichungen zu:

$$\bar{N}_j = \sqrt{\bar{N}_{j,ao}^2 + \bar{N}_{j,ap}^2} \quad (5.96)$$

$$\bar{R}_j = \sqrt{\bar{R}_{j,ao}^2 + \bar{R}_{j,ap}^2} \quad (5.97)$$

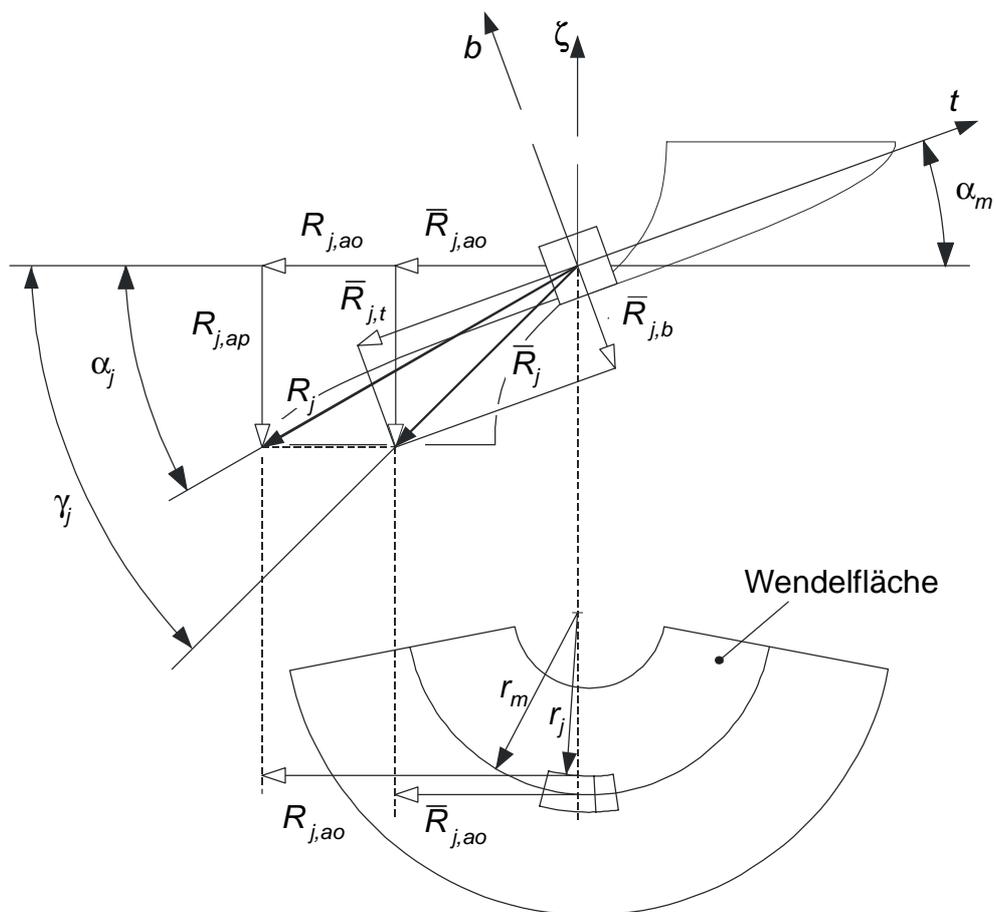


Abb. 5.16: Reduktion der Kraft  $R_j$  von  $r_j$  auf  $r_m$  an einem Element; es gilt:  $r_j < r_m$

Für den Fall einer Differenz von  $r_m$  und  $r_s$  stehen reduzierte Normalkraft und reduzierte Reibkraft auf der Schneckenwendel nicht mehr senkrecht zueinander. Für  $j = S$  gilt

$$\bar{R}_j = \mu_w \cdot L_R \cdot \bar{N}_j \quad (5.98)$$

Der Faktor  $L_R$  stellt einen geometrischen Reduktionsfaktor dar, der sich aus der Kräftereduktion ergibt:

$$L_R = \sqrt{\frac{(r_j / r_m)^2 \cdot \cos^2 \alpha_j + \sin^2 \alpha_j}{(r_j / r_m)^2 \cdot \sin^2 \alpha_j + \cos^2 \alpha_j}} \quad (5.99)$$

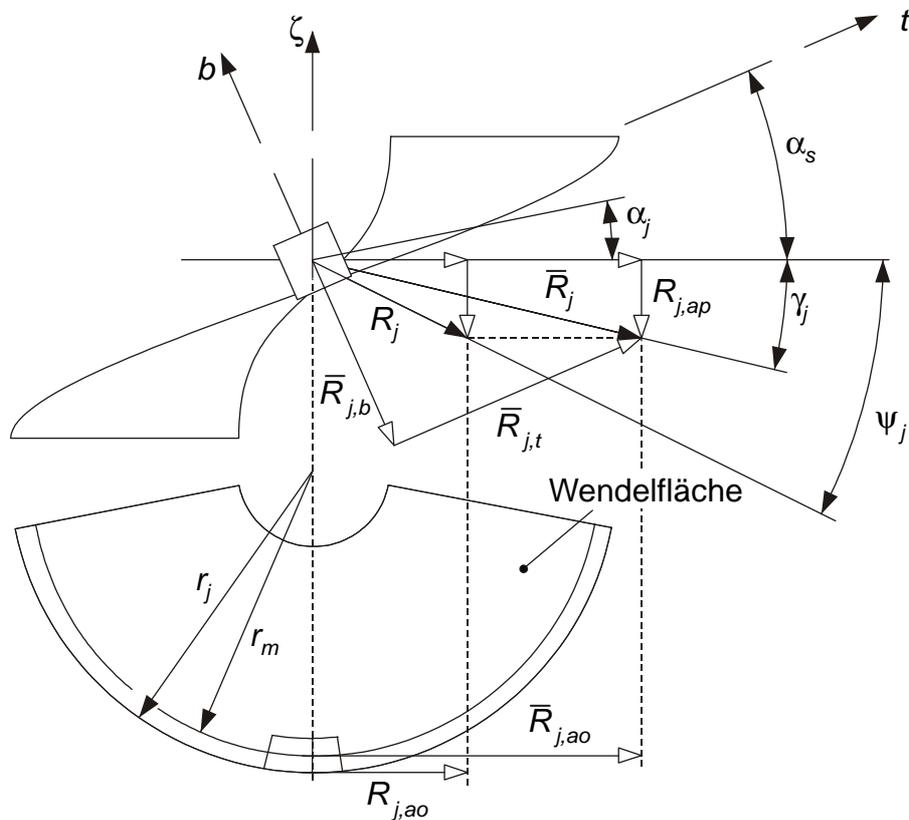


Abb. 5.17: Reduktion der Kraft  $R_j$  von  $r_j$  auf  $r_m$  am äußersten Element; es gilt:  $r_j > r_m$ ; Wirkrichtung von  $R_j$  entspricht dem Förderwinkel

Die reduzierten Kräfte lassen sich nun anhand der Abb. 5.15, Abb. 5.16 und Abb. 5.17 auf einfache Weise in das  $t,n,b$ -System überführen. In der nachfolgenden Tabelle 5.1 sind die nötigen Gleichungen zur Bestimmung der Kraftkomponenten in  $t$ - bzw.  $b$ -Richtung aufgelistet.

Tabelle 5.1 Kraftkomponenten in Binormal- und Tangentialrichtung der reduzierten Kräfte

Kraftangriff beeinflusst durch:		
Schneckenblechsteigungswinkel $\alpha$		Förderwinkel $\psi$
$r_j < r_m$	$r_{j+1} > r_m$	$r_{j+1} > r_m$
$\bar{R}_{j,b} = \bar{R}_j \cdot \sin(\gamma_j - \alpha_m)$	$\bar{R}_{j,b} = \bar{R}_j \cdot \sin(\alpha_m - \gamma_j)$	$\bar{R}_{j,b} = \bar{R}_j \cdot \sin(\alpha_m + \gamma_j)$
$\bar{R}_{j,t} = \bar{R}_j \cdot \cos(\gamma_j - \alpha_m)$	$\bar{R}_{j,t} = \bar{R}_j \cdot \cos(\alpha_m - \gamma_j)$	$\bar{R}_{j,t} = \bar{R}_j \cdot \cos(\alpha_m + \gamma_j)$
$\bar{N}_{j,b} = \bar{N}_j \cdot \cos(\gamma_j - \alpha_m)$	$\bar{N}_{j,b} = \bar{N}_j \cdot \cos(\alpha_m - \gamma_j)$	$\bar{N}_{j,b} = \bar{N}_j \cdot \cos(\alpha_m + \gamma_j)$
$\bar{N}_{j,t} = \bar{N}_j \cdot \sin(\gamma_j - \alpha_m)$	$\bar{N}_{j,t} = \bar{N}_j \cdot \sin(\alpha_m - \gamma_j)$	$\bar{N}_{j,t} = \bar{N}_j \cdot \sin(\alpha_m + \gamma_j)$

### 5.3.10 Bewegungsgleichung für das Sektorelement

Aus der Kontinuitäts- und der Impulsgleichung können die Bewegungsgleichungen für eine Punktmasse abgeleitet werden [Tru-80]. Durch die durchgeführte Reduktion aller Kräfte auf den Massenschwerpunkt eines Elementes ist der Übergang von endlich ausgedehnten Elementen zu Punktmassen bereits vollzogen.

Der Impulssatz für eine Punktmasse lautet allgemein:

$$\frac{d(\Delta \bar{I})}{dt} = \Delta \bar{F} = m \cdot \frac{d\bar{v}}{dt} = m \cdot \bar{a} \quad (5.100)$$

Der Impulssatz liefert so eine Aussage über die Bewegungsänderung eines Körpers, was in diesem Fall zur Bestimmung der Gutbewegung der einzelnen Sektorelemente genutzt wird. Da die Sektorelemente auf kreisförmigen Bahnen mit jeweils konstantem Radius geführt werden, ergibt sich, dass die Bewegung in keiner Richtung beschleunigt wird. Im  $t,n,b$ -System gelten sodann:

$$\sum F_t = m \cdot a_t = m \cdot \ddot{t} = 0 \quad (5.101)$$

$$\sum F_n = m \cdot a_n = m \cdot \ddot{n} = 0 \quad (5.102)$$

$$\sum F_b = m \cdot a_b = m \cdot \ddot{b} = 0 \quad (5.103)$$

Die Kräftegleichgewichte in Binormal- und Tangentialrichtung lauten wie folgt:

$$\bar{N}_{wu,b} - \bar{N}_{wo,b} - \bar{R}_{n,b} - \bar{R}_{n+1,b} + \bar{R}_{wu,b} + \bar{R}_{wo,b} - G_b = 0 \quad (5.104)$$

$$\bar{N}_{wu,t} - \bar{N}_{wo,t} - \bar{R}_{n,t} + \bar{R}_{n+1,t} - \bar{R}_{wu,t} - \bar{R}_{wo,t} - G_t = 0 \quad (5.105)$$

Durch Einsetzen der zutreffenden Bestimmungsgleichungen aus Tabelle 5.1 und der Gleichung (5.73) kann Gleichung (5.104) umgeformt und nach  $N_{wu}$  aufgelöst werden. Die Lösung kann dann zusammen mit Gleichung (5.74) in Gleichung (5.105) eingesetzt werden:

$$\begin{aligned} & \frac{A \cdot D}{B} \bar{N}_{wu} - C \cdot \bar{N}_{wo} - G \cdot \left( \sin \alpha_m - \frac{D}{B} \cdot \cos \alpha_m \right) + \\ & + \bar{R}_n \cdot \left( \frac{D}{B} \cdot \sin(\gamma_m - \alpha_m) - \cos(\gamma_m - \alpha_m) \right) + \\ & + \bar{R}_{n+1} \cdot \left( \frac{D}{B} \cdot \sin(\alpha_m \pm \gamma_m) + \cos(\alpha_m \pm \gamma_m) \right) = 0 \end{aligned} \quad (5.106)$$

mit  $A$ ,  $B$ ,  $C$  und  $D$ :

$$A = \cos(\alpha_m - \gamma_{wo}) - \mu_w \cdot L_R \cdot \sin(\alpha_m - \gamma_{wo}) \quad (5.107)$$

$$B = \cos(\alpha_m - \gamma_{wu}) + \mu_w \cdot L_R \cdot \sin(\alpha_m - \gamma_{wu}) \quad (5.108)$$

$$C = \sin(\alpha_m - \gamma_{wu}) - \mu_w \cdot L_R \cdot \cos(\alpha_m - \gamma_{wu}) \quad (5.109)$$

$$D = \sin(\alpha_m - \gamma_{wo}) + \mu_w \cdot L_R \cdot \cos(\alpha_m - \gamma_{wo}) \quad (5.110)$$

Die entwickelte Gleichung ist für das tangentielle Gleichgewicht an allen Sektorelementen gültig. Die doppelten Vorzeichen geben Auskunft über die Art des Sektorelements, das augenblicklich betrachtet wird. Die negativen Vorzeichen sind für sämtliche inneren Sektorelemente  $n < M$  gültig. Positive Vorzeichen ergeben sich aus der Betrachtung des äußersten Sektorelementes  $n = M$ , das die Rohrrinnenwand berührt. Am äußersten Element ist zu berücksichtigen, dass die Normalkräfte auf die Wendeloberseite und die daraus resultierenden Reibkräfte nicht im Massenschwerpunkt  $r_m$ , sondern am Radius  $r_s$  angreifen.

Die Gleichung (5.106) ist für alle Sektorelemente gültig und beinhaltet über die Reibkräfte in den radialen Schnittflächen das Stoffgesetz und damit die Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_a$  und die Gutverteilung. Über die Reibkräfte in den Schnittflächen sind zudem die jeweils benachbarten Sektorelemente gekoppelt. Im Haftfall gilt die bekannte Ungleichung  $R_C \leq \mu_G \cdot N$ . Letztere ist innerhalb der numerischen Berechnung durch eine Gleichung zu ersetzen wie sie streng genommen nur für den Gleitfall existiert. Man tauscht daher den Reibwert  $\mu_G$  durch einen fiktiven Reibwert  $\mu^*$  aus, wobei  $\mu^* \leq \mu_G$  gilt. Die Gleichung für den Haftfall lautet:

$$R_C = \mu^* \cdot N \quad (5.111)$$

Es entsteht somit ein System aus  $M$  nichtlinearen Gleichungen, das durch ein geeignetes Nullstellenverfahren numerisch zu lösen ist. Als Rechenverfahren wird ein gedämpftes Newton-Verfahren eingesetzt. Variiert wird hierbei die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{a,j}$  der einzelnen Sektorelemente, wobei die Startwerte in geeigneter Weise vorzugeben sind, um die Rechenzeit abzukürzen.

Die Berechnung endet, wenn die Kräftegleichgewichte für alle Elemente erfüllt und so alle Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_{a,j}$  bestimmt sind. Aufgrund der zulässigen Gleitbewegungen zwischen den Sektorelementen können die Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_{a,j}$  untereinander variieren. Dabei ist aber der Fall auszuschließen, bei dem ein Element  $n$  langsamer rotiert als das benachbarte Element  $n+1$ . Physikalisch sinnvoll ist nur die Beziehung

$$\omega_{a,n} \geq \omega_{a,n+1} \quad (5.112)$$

Das Berechnungsverfahren schließt aber grundsätzlich  $\omega_{a,n} \leq \omega_{a,n+1}$  als Lösung nicht aus. Deshalb wird der fiktive Reibwert  $\mu^*$  in jeder Trennfuge schrittweise verkleinert, bis in allen Trennfugen die Ungleichung (5.112) erfüllt ist.

#### 5.3.11 Volumen- und Massenstrom

Die Fördergutbewegung und die Füllungskonfiguration sind damit eindeutig beschrieben und berechenbar. Mit diesen Ergebnissen ist es nun möglich, den Volumenstrom des vertikalen Schneckenförderers zu berechnen. Dieser wird allgemein als das Produkt aus einer durchströmten Fläche und einer hierzu senkrechten Gutgeschwindigkeit bzw. einer senkrechten Geschwindigkeitskomponente  $v_\zeta$  berechnet. Da der Schneckenförderer aber nur entsprechend dem Füllungsgrad  $\varphi$  mit Schüttgut beladen ist, reduziert sich der Volumenstrom in gleichem Maße:

$$I_V = \left(1 - \frac{s}{H}\right) \cdot A_0 \cdot \varphi \cdot v_\zeta = \left(1 - \frac{s}{H}\right) \cdot \pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) \cdot \varphi \cdot v_\zeta \quad (5.113)$$

Diese Gleichung ist aber nur gültig, wenn keine Relativbewegungen im Schüttgut auftreten. Gleiten hingegen die Sektorelemente aneinander ab, so sind die Teilvervolumenströme zu addieren. Die jeweiligen Teilfüllungsgrade  $\varphi_n$  liefert ebenfalls das Berechnungsverfahren:

$$I_V = \sum_{n=1}^M \left(1 - \frac{s}{H}\right) \cdot \pi \cdot (r_{n+1}^2 - r_n^2) \cdot \varphi_n \cdot v_{\zeta,n} \quad (5.114)$$

Aus dem Volumenstrom kann durch Multiplikation mit der bekannten Fördergutdichte  $\rho_s$  der Massenstrom berechnet werden:

$$I_m = \sum_{n=1}^M \left(1 - \frac{s}{H}\right) \cdot \pi \cdot (r_{n+1}^2 - r_n^2) \cdot \rho_s \cdot \varphi_n \cdot v_{\zeta,n} = \rho_s \cdot I_V \quad (5.115)$$

### 5.4 Leistungsberechnung für vertikale Schneckenförderer

Grundlegend gelten für die Zusammensetzung des Leistungsbedarfes von vertikalen Schneckenförderern die gleichen Grundsätze und Wirkmechanismen wie sie bereits beim horizontalen oder leicht geneigten Schneckenförderer beschrieben wurden. Der Gesamtleistungsbedarf beinhaltet die folgenden Anteile:

- Hubleistung
- Reibleistung zwischen Gut und Wendel
- Reibleistung zwischen Gut und Rohrrinnenwandung
- Reibleistung zwischen Gut und Schneckenwelle
- dissipierte Leistung in den Scherfugen
- Zwischenlagerverlust
- Lagerreibung
- Spaltverlust
- Verlust aus Gutbeschleunigung

Alle bisher durchgeführten Untersuchungen versuchten mit möglichst hoher Genauigkeit die verschiedensten Verlustleistungsanteile zu berücksichtigen. Bei vertretbarem Rechenaufwand ist dies für einige Anteile nur unzureichend möglich, bei anderen auch gar nicht. So haben sich innerhalb der Technik verschiedenste Philosophien für die Bildung von Berechnungsmodellen ausgebildet, die teilweise die Er-

gebnisse der Analytik mit denen der Empirik, also dem experimentellen, versuchsge-  
stützten Vorgehen vermischen.

### 5.4.1 Grundlegende Ansätze

In einem ersten Schritt soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht werden, welche Vorgehensweisen für die Auslegung des Leistungsbedarfes von Hochleistungs-Schneckenförderern möglich sind, welche Möglichkeiten sie bieten aber auch welche Einschränkungen zu erwarten sind. Dabei soll von einer rein analytischen Berechnung bis hin zu einer rein durch experimentelle Ergebnisse gestützten Modellbildung vorgegangen werden.

Welche Möglichkeiten dabei bestehen und welche Grundsätze gelten, kann der Abb. 5.18 und den folgenden Kapiteln entnommen werden.

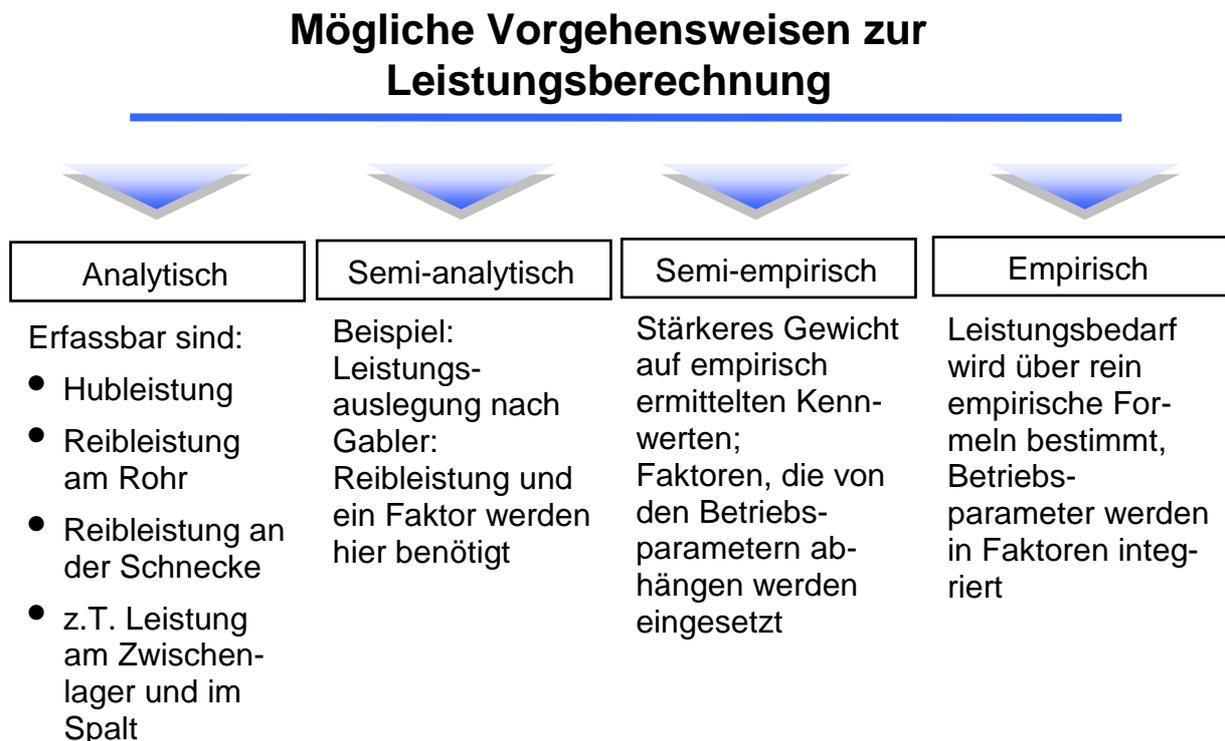


Abb. 5.18: Analytisch berechenbare Leistungsanteile

### 5.4.1.1 Analytischer Ansatz

Die in der Wissenschaft bis heute sicherlich am meisten verbreitete und aus vielen Gründen auch günstigste Berechnungsmethode ist eine auf den physikalischen Wirkprinzipien aufbauende analytische Betrachtung der jeweiligen Problemstellung. Dabei ist das Ziel über bekannte Rechenverfahren oder Modelle das vorliegende reale Problem möglichst exakt und vollständig abzubilden.

### Analytisch erfassbare Leistungsanteile

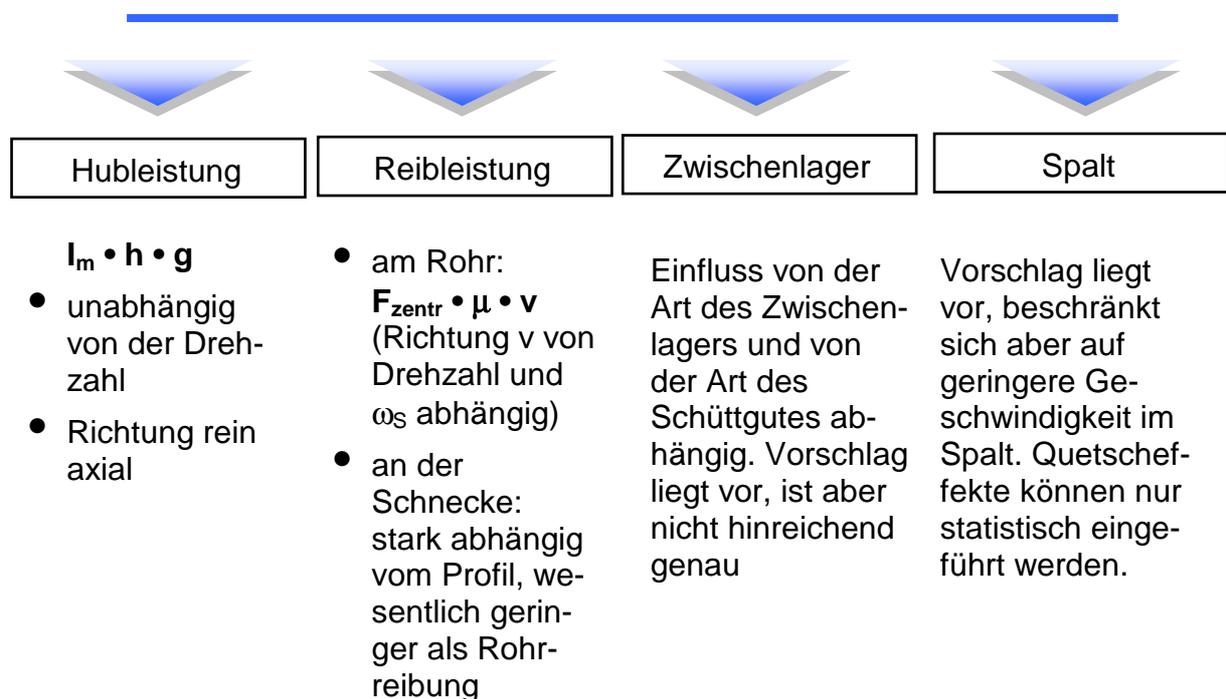


Abb. 5.19: Mögliche Vorgehensweisen bei der Leistungsberechnung

Wie auch beim horizontalen Schneckenförderer lassen sich einige Verlustleistungsanteile beim vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderer direkt berechnen oder aus anderen, durch die Berechnung bekannten Größen ableiten.

Analytisch direkt berechenbar ist auch hier der Anteil der Hubleistung, also die Leistung, die zum Anheben des Fördergutes aufzuwenden ist:

$$P_{Hub} = \sum_{n=1}^M \left(1 - \frac{s}{H}\right) \cdot (r_{n+1}^2 - r_n^2) \cdot \pi \cdot l_{ges} \cdot \varphi_n \cdot \rho_s \cdot g \cdot v_{\zeta,n} = I_m \cdot l_{ges} \cdot g \quad (5.116)$$

Die Reibleistung zwischen Gut und Wendelfläche ist das Produkt aus der Reibkraft auf der Wendelober- bzw. -unterseite und der Relativgeschwindigkeit  $v_{r,n}$  aus Gleichung (4.16) zwischen Gut und Wendel am Elementschwerpunkt  $r_{m,n}$ :

$$P_w = \sum_{n=1}^M (\bar{R}_{wu,t,n} + \bar{R}_{wo,t,n}) \cdot v_r(r_{m,n}) \cdot \frac{l_{ges}}{H} \quad (5.117)$$

Die Reibleistung  $P_a$  an der Rohrwand wird gebildet mit der Reibkraft  $R_{n+1}$  am äußersten Sektorelement und der Absolutgeschwindigkeit  $v_a$  gemäß Gleichung (4.17):

$$P_a = R_{n+1} \cdot v_a(r_a) = R_{n+1} \cdot \frac{r_a \cdot \omega_a}{\cos \psi(r_a)} \quad \text{mit } n = M \quad (5.118)$$

Falls die Schüttgutfüllung die Schneckenwelle berührt, wird die Reibleistung  $P_i$  analog zu  $R_a$  bestimmt; diese ist also das Produkt aus der Reibkraft  $R_n$  am innersten Sektorelement und der Relativgeschwindigkeit  $v_r$  gemäß Gleichung (4.16):

$$P_i = R_n \cdot v_r(r_i) \quad \text{mit } n = 1 \quad (5.119)$$

Die dissipierte Reibleistung  $P_G$  infolge von Relativbewegungen berechnet sich aus den Reibkräften in den Trennfugen und den Relativgeschwindigkeitsdifferenzen der jeweils benachbarten Sektorelemente, wobei die Anteile aus den Partikelstößen nicht berücksichtigt werden:

$$P_G = \sum_{n=2}^M \bar{R}_{t,n} \cdot (v_r(r_{m,n}) - v_r(r_{m,n-1})) \cdot \frac{l_{ges}}{H} \quad (5.120)$$

Von den übrigen Verlustleistungen können lediglich noch die Zwischenlagerverluste nach dem Verfahren von Greinwald [Grei-94] berechnet werden. Allerdings hat auch

hier die Erfahrung aus experimentellen Untersuchungen gezeigt, dass wegen der starken Abhängigkeit von Lagerkonstruktion und Schüttgutkonditionen nur mit erheblichem Aufwand eine aussagekräftige Vorauslegung erreicht werden kann.

Alle anderen Verlustanteile entziehen sich einer genauen Berechnung.

Vollmann [Voll-00] und Leitner [Lei-99] konnten innerhalb ihrer experimentellen Arbeiten bereits feststellen, dass der im Schneckenpalt verursachte Leistungsbedarf, verursacht durch Gutklemmung, -bruch und -zerstörung innerhalb der Verlustleistungen eine enorme Rolle spielt. So gehen in Abhängigkeit der Guteigenschaften bis zu 50 % des Gesamtleistungsbedarfes in diesem Bereich verloren. Aus diesem Grunde soll auch hier kurz auf die Vorgänge im Schneckenpalt eingegangen werden. Für die näher beschriebenen Wirkmechanismen und die Untersuchungsmethoden, die zu diesen Ergebnissen führten, kann auf [Lei-99] verwiesen werden.

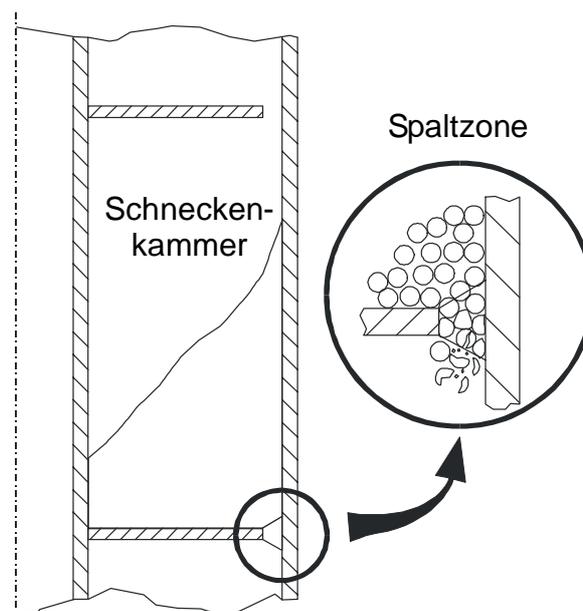


Abb. 5.20: Darstellung der Vorgänge in der Spaltzone

In Kapitel 5.3.5 wurde bereits der Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die Fördergutkonditionen dargelegt. In gleicher Weise beeinflussen diese nun auch die Vorgänge im Spalt. Zunächst strömt kontinuierlich Material zwischen Schneckenwendelstirn und Förderrohr in den darunter liegenden Gang, wobei der Massenstromverlust in der Regel vernachlässigt werden kann. Jedoch wird im Spalt permanent Material

eingeklemmt, deformiert oder gar gebrochen, woraus ein erheblicher Leistungsmehraufwand resultiert (Abb. 5.20). Dieser Vorgang findet entlang der gesamten Länge des Förderers statt. Er entzieht sich aber aufgrund der vielfältigen Einflussfaktoren bzw. Mechanismen (Betriebsparameter, Geometrie, Stoffeigenschaften, Verschleiß etc.) einer genauen Berechnung. Erste Ansätze hierfür liefert Leitner [Lei-99].

### 5.4.1.2 Semi-analytischer Ansatz

Semi-analytisch soll in diesem Falle eine Berechnungsmethode benannt werden, die den Schwerpunkt der Berechnung wiederum auf analytisch berechnete Größen bezieht.

### Semi-analytisches Auslegungsverfahren (Gabler)

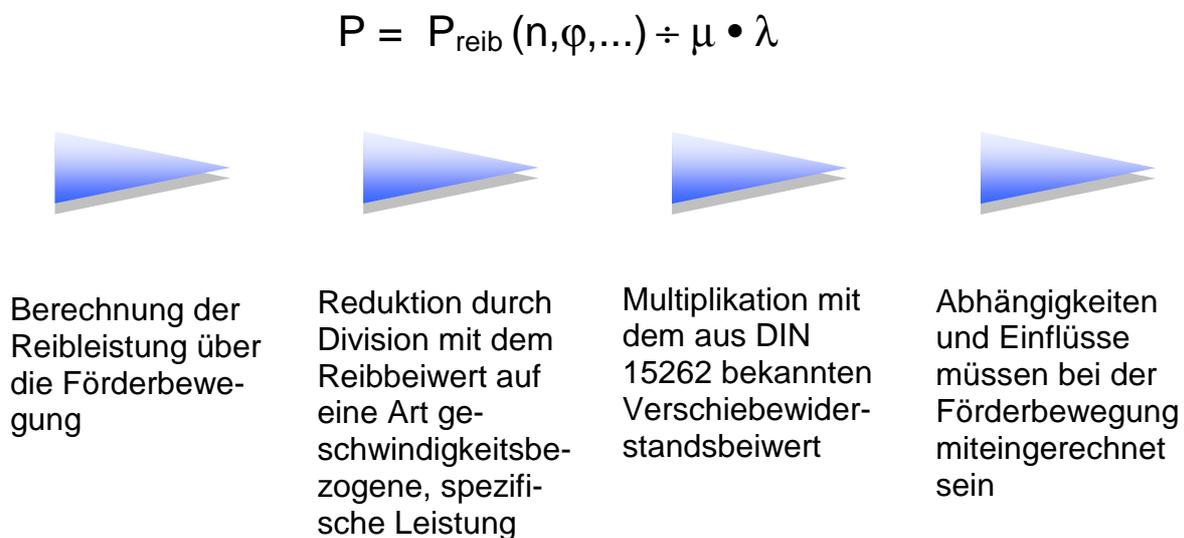


Abb. 5.21: Semi-analytischer Ansatz nach Gabler

Dann allerdings werden, vergleichbar zu der bereits beschriebenen Berechnung von horizontalen Schneckenförderern nach DIN 15262, nicht greifbare Verlustleistungsanteile durch meist empirisch ermittelte oder abgeschätzte Koeffizienten berücksich-

tigt. Ein typisches Beispiel hierfür ist das Verfahren nach Gabler, das im Folgenden noch eingehend beschrieben wird. Ein gravierender Nachteil dieser Methode ist, dass sämtliche nicht rechnerisch erfasste, sondern im Vorfaktor berücksichtigte Verlustleistungsanteile mit einem analogen Verhalten bei Variation der Betriebsparameter in die Rechnung eingehen.

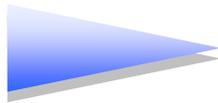
Dies ist jedoch nicht immer der Fall. Die meisten der Anteile zeigen ein direkt zur Förderlänge proportionales Verhalten. Beispielsweise der Einfluss von Zwischenlagern oder von Einlass und Abgabestelle sind davon unabhängig. Es ist oftmals schwierig auf diese Weise mehrere Einflussfaktoren zu integrieren ohne gleichzeitig die Komplexität der Rechnung wesentlich zu erhöhen.

### **5.4.1.3 Semi-empirischer Ansatz**

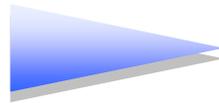
Im Unterschied dazu soll das semi-empirische Auslegungsverfahren, wie es auch im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagen wird, wesentlich stärker von der Empirik geprägt sein. Wird versucht im semi-analytischen Verfahren auf meist konstante Faktoren zurückzugreifen, so soll im semi-empirischen Verfahren ganz gezielt ein Schwerpunkt der Berechnung in die Bestimmung des Empirikfaktors gelegt werden. Es ist hierbei nicht nur das Ziel, nicht berechenbare Verlustleistungsanteile in das Berechnungsverfahren zu integrieren.

## Semi-empirisches Auslegungsverfahren

$$P = P_{\text{reib}}(n, \varphi, \dots) \cdot \lambda(n, \varphi, \dots)$$



Berechnung der Reibleistung über die Förderbewegung



Einarbeitung aller Zusatzleistungen durch einen in Abhängigkeit von den Betriebsparametern empirisch bestimmten Kennwert

Abb. 5.22: Grundkonzept des semi-empirischen Auslegungsverfahrens

Es sollen auch gleichzeitig mehrere wichtige Einflussfaktoren differenziert betrachtet werden können und in den Berechnungsvorgang eingehen. Eine weitere wichtige Zielfunktion dieses Ansatzes ist es, das Verfahren für die Anwender und Nutzer in seiner Verwendbarkeit deutlich zu verbessern. So ist es für viele Firmen unter den Herstellern und Projektoren von Hochleistungs-Schneckenförderern schlicht unmöglich, hochkomplexe Berechnungsmodelle für vielerlei Verlustanteile durchzuführen.

Im semi-empirischen Ansatz steht als Philosophie im Vordergrund, mit einem handhabbaren Rechenverfahren bei vertretbarem Rechenaufwand ein möglichst genaues Modell des Bewegungsverhaltens des Gutes während des Förderprozesses zu erhalten. Anschließend soll dem Projektteur ein Katalog von Kennwerten zur Verfügung gestellt werden, aus dem er unter Berücksichtigung der spezifischen Betriebsparameter den für seinen speziellen Anwendungsfall gültigen Wert ermitteln kann.

Dies bedeutet im Allgemeinen, dass die Kennwerte aus einem mehrdimensionalen Kennfeld ermittelt werden müssen.

Wie aus der Technik in anderen, ähnlichen Fällen bekannt, kann hierbei die konstruktionsbedingte Abhängigkeit dieser Kennwerte beispielsweise über die Berechnung einer geometrisch definierten Referenzanlage und anschließender Umrechnung auf den konkreten Förderfall in die Rechnung integriert werden. Darauf wird in einem späteren Kapitel anhand der Berechnung von Becherwerken, wo dieses Vorgehen lange Jahre erfolgreich eingesetzt wird, näher eingegangen.

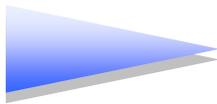
Auch andere Möglichkeiten wie beispielsweise das Herunterbrechen der Kennwerte auf einen bekannten Einsatzfall mit einem anderen Fördergut können eine Lösungsmöglichkeit darstellen. Dies wird im folgenden Kapitel noch eingehend erläutert.

### **5.4.1.4 Empirischer Ansatz**

Schließlich kann auch nach dem empirischen Ansatz vorgegangen werden. Dabei spielt es für die Rechnung nur noch eine untergeordnete Bedeutung, ob die verwendeten Formeln oder Zusammenhänge auf Basis der tatsächlich vorliegenden physikalischen Wirkprinzipien beruhen. Ein ähnliches Vorgehen ist seit vielen Jahren bereits im Gebiet der Werkzeugmaschinen etabliert.

## Empirisches Auslegungsverfahren

$$P = P(n, \varphi, \dots) = \Sigma A \cdot n^i \cdot \varphi^k$$



Empirische Untersuchung des Leistungsverhaltens

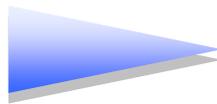
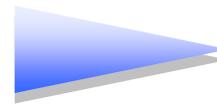


Abbildung in berechenbare Funktionen



Ermittlung der Koeffizienten durch Sensitivitätsanalyse in Abhängigkeit von Geometrie und Gutparametern

Abb. 5.23: Ansatz eines empirischen Auslegungsverfahrens

Im vorliegenden Fall des Hochleistungs-Schneckenförderers bedeutet dies, dass ohne die Verwendung einer physikalisch berechneten Bezugsgröße wie beispielsweise der Reibleistung, direkt über rein empirisch ermittelte Vorfaktoren und den ebenfalls empirisch ermittelten Einflussgrößen auf einen Gesamtleistungsbedarf der Anlage geschlossen werden kann. Wichtig ist hierbei, dass wie im Falle des semiempirischen Ansatzes jeder Verlustleistungsanteil gemäß seiner tatsächlichen Einflussnahme integriert werden kann. Ein Vorschlag, wie dieser Ansatz für den Fall des vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers realisiert werden könnte, wird in Kapitel 8 gemacht.

### 5.4.2 Bisher verfolgte Ansätze

In der Literatur sind, wie bereits in Kapitel 3 beschrieben, vielerlei unterschiedliche Verfahren zur Berechnung von Förderleistung und Leistungsbedarf bei Schneckenförderern beschrieben. Dabei versuchen die meisten durch einen vollkommen analytischen Ansatz die Förderbewegung und das Gut selbst möglichst vollständig zu

beschreiben. Rechnerisch nicht erfassbare Größen werden dabei häufig vernachlässigt oder durch Faktoren berücksichtigt. Dabei wurde nur selten auf die genaue Größe dieser Faktoren bzw. auf deren Abhängigkeit von unterschiedlichen Einflussgrößen eingegangen. Doch gerade von diesen Zusammenhängen hängt die Genauigkeit der Modelle ab.

Wurde die Notwendigkeit derartiger Vorfaktoren gesehen, so hoffte man meist, bereits bekannte Größen zur Verwendung bringen zu können. Eine intensive Untersuchung nach derartigen Kenngrößen wurde nicht durchgeführt, nur für den Spezialfall des langsamlaufenden, horizontalen Schneckenförderers im Sinne der DIN 15262 wurde ein Katalog derartiger Größen ermittelt.

Im Folgenden sollen die wichtigsten der heute bekannten Modelle zur Förderstrom- und Leistungsberechnung vertikaler Schneckenförderer beschrieben werden und anschließend auf Problematiken, die mit diesen Modellen verbunden sind, eingegangen werden.

Innerhalb dieser Beschreibungen soll auf die Grundlagen des Verfahrens, die wichtigsten Ausgangsgrößen und die Ergebnisse, nicht jedoch auf den eigentlichen Rechenvorgang eingegangen werden. Zur genaueren Betrachtung der Rechenmodelle soll auf die jeweils angegebenen Literaturstellen verwiesen werden.

### **5.4.2.1 Einzelkörpertheorie (Böttcher)(analytisch)**

Die wahrscheinlich bekannteste Arbeit zur Förderung in vertikalen Schneckenförderern ist wohl die von Böttcher im Rahmen seiner Habilitation entwickelte Einzelkörpertheorie [Böt-63]. Dabei wird der Fortschritt eines in der Schneckenkammer befindlichen Einzelkörpers bei der Förderung in einer beliebig geneigten Schnecke untersucht und mathematisch beschrieben. Eine Beschreibung der Theorie zu Grunde liegenden Vorgänge ist bereits in Kapitel 3 erfolgt. Im Rahmen der Berechnung soll hier allerdings nurmehr der Sonderfall des vertikalen Schneckenförderers ( $\beta = 90^\circ \Rightarrow \sin \beta = 1$  und  $\cos \beta = 0$ ) betrachtet werden. Es soll lediglich auf die Berechnung des Leistungsbedarfes entsprechend dieser Modellvorstellung eingegangen werden.

Dabei ist es durch die Einschränkung auf einen mechanisch gut beschreibbaren Einzelkörper, der darüber hinaus als Punktmasse betrachtet wird, möglich, eine rein analytische Beschreibung der Vorgänge zu formulieren.

Innerhalb dieser Modellvorstellung können von den auftretenden Verlustleistungsanteilen lediglich

- die Hubleistung
- die Reibleistung am Schneckenblech
- die Reibleistung an der Rohrwand

betrachtet und berechnet werden. Andere Leistungsanteile treten nicht auf.

Dabei kann die Hubleistung wiederum sehr einfach über die bereits bekannte Formel

$$P_{Hub} = I_m \cdot l_{ges} \cdot g \quad (5.121)$$

ermittelt werden.

Als Eingangsgröße zur Berechnung der Reibleistungen ist in jedem Fall eine vorherige Kenntnis der Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_a = \dot{\varphi}_a$  notwendig. Diese ist über die für den vertikalen Förderfall vereinfachte Differentialgleichung (4.18) berechenbar:

$$\begin{aligned} r_a \cdot \dot{\varphi}_a^2 \cdot \mu_z \cdot \cos \left\{ \arctan \left[ \left( \frac{\omega_s}{\dot{\varphi}_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] + \alpha \right\} - g \cdot \mu_s \cdot \cos \alpha - \\ - \mu_s \cdot r_a \cdot \dot{\varphi}_a^2 \cdot \mu_z \cdot \sin \left\{ \arctan \left[ \left( \frac{\omega_s}{\dot{\varphi}_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] + \alpha \right\} - g \cdot \sin \alpha = 0 \quad . \end{aligned} \quad (5.122)$$

Dabei gilt nach Gleichung (4.14) als Zusammenhang zwischen der Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_a$  und dem Förderwinkel  $\psi$ :

$$\psi = \arctan \left[ \left( \frac{\omega_s}{\omega_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] \quad (5.123)$$

Die Reibleistung am Schneckenrohr ergibt sich aus der Reibkraft am Schneckenblech  $R_Z$  und der Absolutgeschwindigkeit  $v_a$  des Einzelkörpers, die ebenfalls die Relativgeschwindigkeit zwischen Einzelkörper und stehendem Förderrohr darstellt, zu

$$P_{\text{Reib,Zylinder}} = R_z \cdot v_a = \mu_z \cdot F_z \cdot v_a = \mu_z \cdot (m \cdot r_a \cdot \omega_a^2) \cdot \frac{r \cdot \omega_a}{\cos \psi} \quad (5.124)$$

Analog berechnet sich die Reibleistung zwischen Einzelkörper (Fördergut) und Schneckenwendel über die Reibkraft  $R_S$  und die Relativgeschwindigkeit  $v_r$  zwischen Schneckenwendel und Einzelkörper (Fördergut) zu

$$\begin{aligned} P_{\text{Reib,Schnecke}} &= R_S \cdot v_r = [\mu_S \cdot (-G_b) + \mu_S \cdot R_Z \cdot \sin(\alpha + \psi)] \cdot \frac{r \cdot (\omega_s - \omega_a)}{\cos \alpha} = \\ &= [\mu_S \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha + \mu_S \cdot R_Z \cdot \sin(\alpha + \psi)] \cdot \frac{r \cdot (\omega_s - \omega_a)}{\cos \alpha} \end{aligned} \quad (5.125)$$

Der Gesamtleistungsbedarf für einen vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderer nach dieser Theorie berechnet sich schließlich zu

$$P_{\text{Ges}} = P_{\text{Hub}} + P_{\text{Reib,Zylinder}} + P_{\text{Reib,Schnecke}} \quad (5.126)$$

### 5.4.2.2 Analogie zur DIN (Gabler) (semi-analytisch)

Das Modell von Gabler [Gab-81] versteht sich als eine Erweiterung der Einzelkörpertheorie für unterschiedliche geometrische Sonderformen der Schneckenkonstruktion beispielsweise konischer Außendurchmesser oder nicht-orthogonale Erzeugende. Darüber hinaus konnte Gabler dank der verbesserten Rechnertechnik die Bereiche der stark geneigten Schnecken numerisch und analytisch auswerten und deren bis dahin nur experimentell ermittelte Ergebnisse rechnerisch bestätigen.

Neben diesen Aspekten bei der Beschreibung der Förderbewegung und des Förderstromes war das zweite Ziel dieser Arbeit die Erarbeitung von Modellen zur Leistungsberechnung für senkrechte Schnecken, die universeller als die bis dahin bekannten anwendbar sind und die vor allem die besonderen Eigenschaften von Schüttgütern vereinfacht mit einbeziehen.

Gabler hat in seiner Arbeit dafür mehrere unterschiedliche Verfahren untersucht. Die Vorgehensweise war dabei stets gleich, lediglich die Bezugsgröße, auf der er seine Berechnung aufgebaut hat, wurde variiert. Diese Theorien beruhen dabei immer auf einem analytischen oder semi-analytischen Ansatz. Das letztendlich vorgeschlagene Modell beruht auf einer Berechnung, bei der die Hubleistung wiederum direkt analytisch berechnet wird. Alle anderen Verlustleistungsanteile sollen über eine fiktive Gesamtreibleistung integriert werden.

Es wird hier der Versuch unternommen, eine Abschätzung des Leistungsbedarfs über den so genannten Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  analog der DIN 15262 [DIN 15262] herzuleiten.

Dabei wird als Grundlage angenommen, dass der Bezugsgröße Eigenlast im horizontalen Fall, die Zentrifugalkraft des vertikalen Förderers entspricht. Untersuchungen haben dabei ergeben, dass die Reibkraft gegenüber der Rohrwand den mit Abstand größten Anteil an der Gesamtreibleistung liefert.

Die Zentrifugalkraft wird rekursiv über die bereits in der Berechnung ermittelte Reibleistung zwischen Fördergut und Förderrohr (Zylinder) gewonnen. In einem ersten Schritt hat Gabler dafür die Erkenntnisse aus der Einzelkörper- bzw. Punktmassentheorie für den vertikalen Förderfall angesetzt.

$$P_{\text{Reib,Zylinder}} = R_z \cdot v_a = \mu_z \cdot F_z \cdot v_a = \mu_z \cdot (m \cdot r_a \cdot \omega_a^2) \cdot \frac{r \cdot \omega_a}{\cos \psi} \quad (5.127)$$

Aus dieser Bezugsgröße, reduziert um den Gleitreibungskoeffizienten  $\mu_z$  wird über den Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  der Gesamtreibleistungsbedarf abgeleitet.

$$P_{ges} = P_{Hub} + \frac{\lambda}{\mu_z} \cdot P_a \quad (5.128)$$

Der Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  kann als fiktiver Reibwert nur experimentell ermittelt werden, wobei üblicherweise für den fiktiven Reibwert  $\lambda > 1$  gilt.

Dieser Kennwert  $\lambda$  beinhaltet sämtliche Leistungsanteile mit Ausnahme der Hubleistung. Allerdings wird  $\lambda$  als über alle Betriebsparameter und Konstruktionsparameter konstant angenommen, was sich bei höheren Füllungsgraden und Drehzahlen als unrichtig herausgestellt hat.

In einem weiteren Schritt hat Gabler bei seinen Untersuchungen die Berechnungsmethodik für seine Bezugsgröße variiert. Dabei berücksichtigte er die räumliche Ausdehnung eines realen (aber kohäsionslosen) Schüttgutvolumens nach Rademacher [Rad-79] (s. auch Kapitel 5.3.4). Die Gesamtflyhkraft dieses von einer Parabel begrenzten Schüttgutquerschnittes erhält man durch Integration der Funktion

$$dF_z = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \omega_a^2 \cdot h(r) \cdot r^2 \cdot dr \quad (5.129)$$

über die Kammerausdehnung. Die zur Auswahl der jeweiligen Füllungskonfiguration und zur Berechnung der Geschwindigkeiten notwendige Gutwinkelgeschwindigkeit wird auch in diesem Fall mit Hilfe der Punktmassentheorie berechnet. Für eine Berücksichtigung der tatsächlichen Schüttgutausdehnung in der Schneckenkammer und auch zur Berechnung der Gutwinkelgeschwindigkeit werden im Rahmen der Arbeit zwar Vorschläge unterbreitet, wegen der damals aber noch nicht ausreichend schnellen Rechnertechnik nicht weiter ausgeführt.

Vor dem Hintergrund einer einfacher zu handhabenden Berechnungsvorschrift wurde auch eine stark vereinfachende Näherungsformel für die Winkelgeschwindigkeit untersucht.

$$\omega_a = 20 + \frac{\omega_s}{10} \quad (5.130)$$

Diese wurde ursprünglich zur Bestimmung eines Startwertes zur numerischen Lösung der Differentialgleichung (5.125) entwickelt. Es zeigte sich jedoch, dass diese Vereinfachung stets zu hohe Werte ergibt. Damit ist die Näherungslösung zu einer groben Vorauslegung durchaus geeignet, für eine endgültige Auslegungsberechnung aber zu stark vereinfachend.

### 5.4.2.3 Integration von Randeffekten (Stahl) (semi-analytisch)

Einen weiteren Schritt zu einer vollständigeren Beschreibung der Vorgänge im Schneckenförderer machte Stahl in seinen Untersuchungen. So wird hier die Schüttgutfüllung in der Schneckenkammer in zwei Bereiche unterteilt, einen inneren und einen äußeren Ringkörper. Dadurch ist es möglich, die Vorgänge im Schneckenpalt getrennt zu betrachten. Diese Effekte werden analytisch aufgearbeitet und in frühere Berechnungsvorschriften integriert. Für die Auslegung der Förderbewegung konnte damit ein weiterer Randeffekt berechenbar gemacht werden. Allerdings hängen die Vorgänge im Schneckenpalt - wie schon an früherer Stelle beschrieben - sehr stark von den geometrischen Imperfektionen des Förderers und von den Schüttgutkonditionen ab.

Bei den meisten Schüttgütern bildet sich entweder ein kompakter Schüttgutblock, der über den Spalt zwischen Schneckenwendel und Förderrohr hinweg das Gut beinhaltet oder es bildet sich eine stehende Schicht aus anhaftendem und -backendem Fördergut. In letzterem Fall wird dadurch der Spalt quasi auf ein Minimum reduziert.

Bei der Bildung eines Gutblockes kann davon ausgegangen werden, dass es zwar leichte Rieselverluste durch den Spalt gibt, diese aber nur bei geringen Füllungsgraden von Bedeutung sind.

Bezogen auf die Berechnung des Leistungsbedarfes von senkrechten Schneckenförderern berücksichtigt Stahl auch die Vorgänge im Schneckenpalt, die von einem exzentrischen Lauf der Schnecke verursacht werden, über den Zusammenhang:

$$P_{exz} = (0,02 \div 0,10) \cdot (P_{Hub} + P_{Reib,Zyl} + P_{Reib,Schnecke} + P_{ri} + P_{ra}) \quad (5.131)$$

Wie groß dabei der Koeffizient im Einzelnen ist, geht aus der Arbeit nicht hervor und muss im Einzelfall empirisch ermittelt werden.

### 5.4.2.4 Integration von Einbauten und FE-Berechnung (Greinwald)(analytisch)

Schließlich soll noch auf die Leistungsberechnung nach dem Modell von Greinwald eingegangen werden. In diesem werden gegenüber den vorher beschriebenen Modellen vor allen Dingen die physikalischen Vorgänge im Bereich des Zwischenlagers geklärt und in die Berechnung eingeführt. Dazu werden die in den Bereichen des Zwischenlagers auftretenden Gutbedingungen und das Förderverhalten eingehend untersucht und analytisch beschrieben.

Da das Gut in diesem Bereich über eine Strecke transportiert werden muss während der das fördernde Organ fehlt, muss das nachfolgende Gut das aufgestaute durch die Trennstelle schieben. Dazu ist gegenüber der ungestörten Förderung ein erhöhter Gutdruck notwendig, der im Bereich vor der Wendeltrennung aufgebaut werden muss.

Der Themenbereich eines Druckaufbaus im Schneckenförderer wurde bereits eingehend in der Extrudiertechnik und bei Schneckenpressen der Baustoffindustrie untersucht. Es liegt damit nahe, die dort entwickelten Verfahren zur Berechnung der Förderbewegung heranzuziehen. Allerdings erfordern die unterschiedlichen geometrischen Bedingungen zwischen Extrudern sowie eine gänzlich verschiedene Fördergutkonsistenz bei den Schneckenpressen völlig andere Annahmen als beim vertikalen Schneckenförderer. Der Berechnungsansatz dieser Geräte ist jedoch in Verbindung mit dem Greinwaldschen Spannungsmodell (s. Kapitel 5.3) zumindest für den Bereich des Druckanstieges vor der Querschnittsverengung erweiterbar.

Dabei wird von einem Modell ausgegangen, das im Bereich vor der Wendeltrennung einen stetig steigenden Füllungsgrad aufweist, kurz vor und während der Wendeltrennung schließlich 100 % Füllungsgrad erreicht und anschließend wieder zum Ausgangswert zurückkehrt (s. Abb. 5.24).

Diese drei Bereiche werden im Rahmen dieses Modells vollständig beschrieben und anhand des neuen Spannungsmodells werden die Wandschubspannungen für jeden Bereich berechnet. Es ergeben sich damit aus dem neuen Kräftegleichgewicht wiederum die jeweiligen Winkelgeschwindigkeiten. Daraus lässt sich der Verlustleistungsanteil in Folge der Reibung im Bereich des Zwischenlagers berechnen.

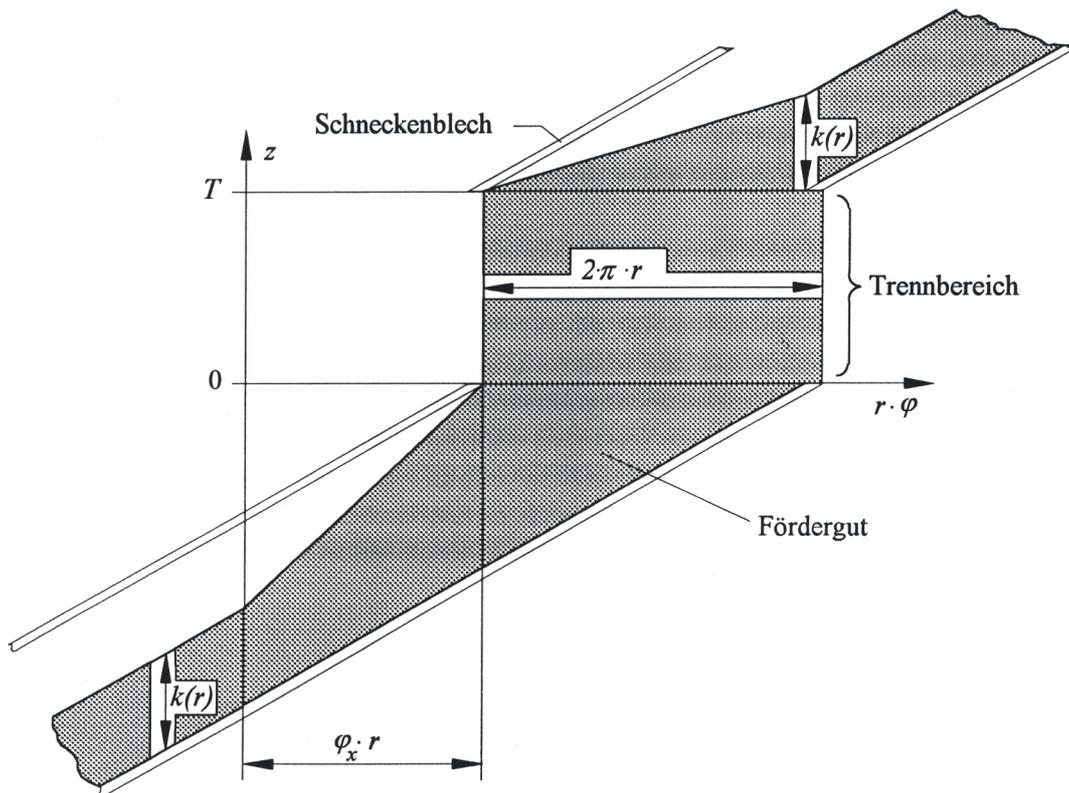


Abb. 5.24: Konturverlauf der Schüttgutfüllung im Bereich vor, während und nach der Wendeltrennung [Grei-94]

Wegen der Komplexität des Verfahrens muss hier für eine detailliertere Darstellung auf [Grei-94] verwiesen werden.

Wie bereits beschrieben, ist eine weitere Neuerung, die im Rahmen dieser Arbeit integriert wurde, das Abbilden der Schüttgutfüllung in mehreren, voneinander unabhängigen Schichten, genannt Sektorelementen, endlicher Ausdehnung. Dies entspricht einer Art FEM-Betrachtung der Schüttgutfüllung und damit der Berücksichtigung einer Vielzahl von Randbedingungen auch zwischen den Schüttgutschichten. Für die Leistungsbetrachtung sind diese Effekte zwar von Belang, verglichen mit anderen Verlustleistungsanteilen sind sie jedoch gering.

Man kann damit schlussfolgern, dass eine genauere Betrachtung der Vorgänge im Inneren der Gutfüllung für das Bewegungsverhalten im Schneckenförderer durchaus von Belang ist, eine Berücksichtigung für eine Leistungsbetrachtung jedoch keine elementaren Verbesserungen bringt.

### 5.4.3 Probleme bei den bisherigen Auslegungsverfahren

Es hat sich in den vergangenen Jahren gezeigt, dass durch eine stetige Weiterentwicklung von Berechnungsmodellen für vertikale Hochleistungs-Schneckenförderer beachtliche Fortschritte in der Beschreibung der Förderbewegung erzielt werden konnten. Dies wurde nicht zuletzt durch den Einsatz einer stetig verbesserten Rechnerleistung erreicht. Gleichzeitig konnte man aber auch feststellen, dass das verbesserte Wissen über die Vorgänge in der Schneckenkammer während der Förderung nicht unmittelbar in eine genauere Auslegung des Leistungsbedarfes umgesetzt werden konnte.

Ursache hierfür war vor allen Dingen der starke Einfluss der Schüttgutkonditionen auf den Leistungsbedarf aber auch dessen Abhängigkeit von einer Vielzahl anderer Einflussfaktoren. Da davon wiederum die meisten nicht oder nur sehr schwierig einer analytischen Betrachtung zugänglich zu machen sind, stellt eine vermehrt experimentelle Untersuchungsweise die einzige Möglichkeit einer weitreichenden Verbesserung der Auslegungsqualität und -genauigkeit dar.

## 6 Experimentelle Untersuchungen

Wie bereits in den ersten Kapiteln festgestellt werden konnte, ist der wohl wichtigste Einflussfaktor auf den Gesamtleistungsbedarf eines Hochleistungs-Schneckenförderers das zu fördernde Schüttgut. Neben den in Kapitel 4 und 5 beschriebenen Schüttgutmechanischen Grundlagen und deren Einfluss auf das Bewegungsverhalten in der Schneckenkammer treten vielerlei analytisch schwer oder nicht beschreibbare Sekundäreffekte auf. Diese sind folglich nur über eine eingehende experimentelle Untersuchung des Problems in ein Berechnungsverfahren integrierbar.

Um hier auf möglichst effektive Weise Untersuchungen durchführen zu können und auf eine Vielzahl unterschiedlichster Schüttgüter eingehen zu können, müssen von der verwendeten Versuchsausstattung vielerlei Anforderungen erfüllt werden.

Auch das Versuchsprogramm muss eine umfangreiche und zielorientierte Arbeit erlauben. Dies reicht von der Auswahl der Schüttgüter über den eigentlichen Versuchsbetrieb bis hin zu einer standardisierten Messwerverfassung und -auswertung. Eine geeignete Messwertdarstellung ist die Grundlage der späteren Analysearbeit.

### 6.1 Die Versuchsanlage

Um möglichst viele, reproduzierbare und damit auch weiterverarbeitbare Messwerte zu erhalten, wurde im Vorfeld des Forschungsvorhabens eine speziell für diesen Fall geeignete Versuchsanlage konzipiert. Dabei war es notwendig, spezielle Anforderungen bereits in der Konstruktion zu berücksichtigen.

#### 6.1.1 Anforderungen an eine Versuchsanlage

Bereits seit 30 Jahren wird die Theorie der Förderung in senkrechten Schneckenförderern kontinuierlich verbessert. Dazu wurden Messungen an Versuchsanlagen gemacht, ausgewertet und die dabei ermittelten Kennwerte und Rechenmodelle verifiziert. Als schwierig hat sich aber stets der Übergang vom relativ kleinen Versuchsstand zum großen Förderer wie er in der Realität speziell für grobkörnige Schüttgüter verwendet wird, gezeigt.

Um also die Fördervorgänge möglichst effektiv simulieren zu können, ist ein mit geeigneter Messtechnik ausgestatteter, in seinen Ausmaßen annähernd realitätsgetreuer Versuchsstand notwendig. Dabei sollte es mit diesem möglich sein, sowohl das Gesamtsystem Förderer als auch einzelne Baugruppen, z.B. Zwischenlager, Zuführelemente, etc., zu untersuchen.

Dieser Versuchsstand soll möglichst übersichtlich sein, um genaue Versuchsläufe durchführen zu können. Er muss in seinem Aufbau den Gegebenheiten des Testfeldes angemessen sein, darf also nicht zu groß werden. Auch muss er kostengünstig in Anschaffung und Betrieb sein und soll dabei alle technischen Möglichkeiten wie automatische Steuerung sowie genaue und zuverlässige Messtechnik, bieten.

Weiterhin muss sein Aufbau in bestimmten Teilkomponenten konstruktiv so ausgeführt werden, dass eine einfache Umrüstung während des Versuchsbetriebes möglich ist.

Über die Betrachtung des Fördervorganges hinaus sollen auch Versuche am Förderer selbst durchgeführt werden. Dabei handelt es sich vornehmlich um Verschleiß- und Standzeituntersuchungen.

Die Förderung abrasiv-schleißender Güter bedingt immer höhere Anforderungen an die Materialeigenschaften von Schneckenwendel und Schneckenrohr. Um die Standzeiten der Bauteile und somit der Gesamtanlage erheblich zu erhöhen, werden verschleißgeschützte Bauteile eingesetzt.

Deshalb muss die Anlage so ausgerüstet werden, dass auf relativ einfachem Weg, vor allem ohne den Einsatz von Kranen oder ähnlicher Hilfseinrichtungen, die Schneckenwendeln, Zwischenlager oder andere Teilkomponenten des Förderers ausgewechselt werden können.

Trotz der Funktion als Versuchsanlage dürfen aber die Gegebenheiten des industriellen Einsatzes in der Simulation nicht vernachlässigt werden. Es ist also unverzichtbar, in Wirkungsweise und Aufbau möglichst nahe an ausgeführten und im Einsatz befindlichen Schneckenförderern ähnlicher Bauart zu bleiben. Dies führt aber bisweilen zu unterschiedlichen, schwer zu vereinbarenden Anforderungen:

Einerseits die Aufgabe als optimiertes Forschungsgerät, andererseits die Ähnlichkeit mit realen Fördergeräten.

Weiterhin werden an der Anlage Neuerungen in der konstruktiven Ausführung von Teilkomponenten optimiert und getestet. Hierzu zählen beispielsweise Zwischenlagerkonstruktionen und deren Einfluss auf den Leistungsbedarf und den Fördervorgang des Schneckenförderers.

Auch die Untersuchung der Förderbarkeit von Schüttgütern, gerade solcher die bisher nur bedingt, bzw. überhaupt nicht mit Schneckenförderern transportiert wurden, ist ein Ziel der Anlage.

Allgemein kann man die Anforderungen für die Versuchsanlage aus den folgenden Zielsetzungen des Forschungsprojektes ableiten:

- Referenzanlage
- Durchführung von Verschleiß- und Standzeituntersuchungen
- Untersuchung unterschiedlicher Gutaufnahmevorrichtungen
- Untersuchung der Fördereigenschaften unterschiedlicher Schüttgüter
- Entwicklung einfacher Auslegungsverfahren für Steilschneckenförderer
- Untersuchung von Hochleistungs-Horizontalschneckenförderern

Somit ergeben sich für die Versuchsanlage folgende spezielle Anforderungen:

- Betrieb unter realitätsnahen Bedingungen
- Austauschbarkeit aller am Fördervorgang beteiligten Komponenten
  - Schnecke (Schneckenwelle und Schneckenwendel)
  - Ein- und Auslaufbereich des Schneckenförderers
  - Zuführorgane
  - Zwischenlager
- einfacher, modularer Aufbau

- Möglichkeit von Messungen in einem stationären Förderzustand
- Messung von Drehzahl, Drehmoment und Massenstrom
- Platzangebot für zusätzliche Messtechnik
- Einsatz unterschiedlicher Schüttgüter (Wechsel des Schüttgutes)

### 6.1.2 Aufbau der Versuchsanlage

Aus den speziellen Anforderungen, die an eine Versuchsanlage für Schneckenförderer gestellt werden, wurde während einer Forschungs Kooperation mit der Firma Krupp Fördertechnik eine Versuchsanlage geplant und aufgebaut, die sowohl in ihren geometrischen Abmessungen als auch in den Leistungsdaten mehr einer realen Förderanlage als bekannten Versuchsständen gleicht. Die Versuchsanlage wurde für einen Nennmassenstrom von  $I_m = 100 \text{ t/h}$  bei einer Gutdichte von  $1,0 \text{ t/m}^3$  ausgelegt. In ihrer Leistungsfähigkeit übertrifft sie bisherige Versuchsanlagen damit deutlich. In ihrem Aufbau entspricht sie realen Großanlagen wie sie beispielsweise bei der Entladung von Schüttgütern aus Schiffen eingesetzt werden.

Da, wie in Kapitel 1.2 bereits näher erläutert wurde, sowohl der Fördervorgang als auch der erforderliche Leistungsbedarf der Anlage erheblich von den mechanischen Eigenschaften und Kennzahlen der Versuchsgüter abhängen, wurde mit diesem Versuchsstand eine Referenzversuchsanlage geschaffen, die durch ihre Konstruktion auch für grobkörnige Schüttgüter, die eine wichtige Rolle im Massengutumschlag spielen z.B. Kohle, Schwefel, u.ä., geeignet ist.

Die auf verschiedenen Steuer- und Leistsystemen basierende Messtechnik ermöglicht dabei neben der Erfassung verschiedener Größen des Gesamtsystems wie z. B. des Massenstroms auch die Erfassung aller notwendigen Messdaten der Förderer und der Zuführorgane. Bei der Konstruktion der Einzelbaugruppen wurde Wert auf einen modularen Aufbau gelegt. Die Versuchsanlage besteht aus folgenden, getrennt von einander zu betrachtenden Baugruppen:

- Zuführorgan
- Vertikalschneckenförderer
- Horizontalschneckenförderer

Der modulare Aufbau der Anlage ermöglicht einen einfachen und schnellen Austausch der zu untersuchenden Einzelkomponenten.



*Abb. 6.1: Versuchsanlage für Hochleistungs-Schneckenförderer*

Neben den oben genannten Baugruppen wurde darüber hinaus bei der Konzipierung und Konstruktion der Zwischenlager auf eine gute Zugänglichkeit und schnelle Demontierbarkeit geachtet. Eines der beiden Zwischenlager ist konstruktiv nicht notwendig. So können geometrisch unterschiedliche Zwischenlager untersucht und die Zwischenlageranzahl (Vertikalförderer) problemlos variiert werden.

An Versuchsanlagen werden speziell auch Schüttgüter gefördert, die hinsichtlich ihrer mechanischen Eigenschaften und Kennzahlen als problematisch einzustufen sind. Dadurch steigt zwangsläufig das Beschädigungsrisiko der Anlage. Rechnung getragen wurde dem mit der einfachen Demontierbarkeit der einzelnen Baugruppen. Durch geeignete Wahl von Trennebenen innerhalb der Förderer ist eine Zerlegung aller Förderer ohne weitere Hilfsmittel, wie Fahrzeugkran etc. möglich. Beschädigungen an der Schneckenwendel, wie diese im Verlauf des aktuellen Forschungsprojekts durch das Schüttgut Sägespäne entstanden sind, können somit schnell und unkompliziert behoben werden.

Neben den konstruktiven Voraussetzungen wurden weitere Anforderungen an eine Versuchsanlage realisiert. Dazu zählt die Möglichkeit der Einstellung eines stationä-

ren Betriebspunktes und die leichte Austauschbarkeit des Versuchsguts. Durch geeignete Wahl der Bunkerlänge ist die Einstellung eines stationären Betriebspunktes selbst bei problematischen Gütern und Betriebsbedingungen gewährleistet. Mit Hilfe des Horizontalförderers kann das untersuchte Gut zum Abtransport aus dem Bunker direkt auf einen bereitgestellten LKW gefördert werden. Dies erlaubt einen schnellen und einfachen Schüttgutwechsel.

Während der Versuchsdurchführung ist das Schüttgut in einem 6 m x 3 m x 1,5 m großen Bunker gelagert. Von dort wird es bahnen- und schichtweise mit Hilfe der Zuführschnecke abgefräst und über die Vertikal- und Horizontalschnecke in einen zweiten Bunker gefördert. Um das Abgleiten einzelner Gutschichten im Zuführbereich zu verhindern und damit einen gerichteten Transport des Materials in Richtung der Vertikalschnecke zu ermöglichen, ist die Zuführschnecke mit einer Doppelwendel versehen.

Durch den Druckaufbau beim Abfahren der Gutschichten wird damit eine Wirkung ähnlich einer Stopfschnecke erzeugt. Unter dem axialen Förderdruck der Zuführschnecke und dem in Fahrtrichtung der Zuführschnecke entstehenden Druck, der durch das Zusammenschieben des Schüttguthaufwerks entsteht, wird das Schüttgut in den Vertikalförderer geschoben. Dieser fördert das Gut sieben Meter vertikal nach oben. Die Vertikalschnecke besteht aus drei miteinander verflanschten Schneckenabschnitten und ist über ein Fußlager, ein oder zwei Zwischenlagern sowie ein Kopflager abgestützt. Für gezielte Zwischenlagerversuche kann die Anzahl der Zwischenlager, wie bereits erwähnt, im vertikalen Bereich auf nurmehr eines reduziert werden.

Im weiteren Verlauf wird das Schüttgut über eine Schurre und ein Fallrohr in die Prallplattenwaage gelenkt. Durch den Einbau der Waage direkt in den Schüttgutstrom, kann der geförderte Systemmassenstrom der Versuchsanlage kontinuierlich ohne Unterbrechung des Förderstromes gemessen werden. Über teleskopierbare Schurren, die erforderlich sind, um die Eintauchtiefe der Vertikalschnecke und damit den Volumen- bzw. Massenstrom zu variieren, fällt das Schüttgut in den darunter liegenden und insgesamt sechs Meter langen Horizontalförderer (effektive Förderlänge jeweils 3 m). Dieser Förderer besteht aus zwei drei Meter langen Schneckenwellen. Somit kann mit Hilfe der Drehrichtung des Förderers die Förderrichtung des Schüttgutes bestimmt werden. Dies ist z.B. bei der Förderung auf einen LKW oder der Befüllung eines bestimmten Bunkers von Bedeutung.

Die technischen Daten der Förderer können im Einzelnen Tabelle 6.1 entnommen werden:

Tabelle 6.1 Technische Daten der Förderer

	Einheit	Zuführ- schnecke	Vertikal- schnecke	Horizontal- schnecke
Förderlänge	[m]	1,5	7	3
Schneckendurchmesser	[mm]	400	260	315
Ganghöhe	[mm]	400	230	315
Schneckendrehzahl	[1/min]	bis 100	bis 400	bis 560
Antriebsleistung	[kW]	1,5	5,5	30

### 6.1.3 Messtechnik

#### 6.1.3.1 Messung des Massenstromes

Der jeweils gefahrene Massenstrom wird wie erwähnt ohne Unterbrechung des Förderstromes in einer Prallplattenwaage gemessen. Diese ist zwischen vertikalem und horizontalem Schneckenförderer installiert. Das Fördergut wird nach dem Verlassen des Vertikalförderers über eine schräge Schurre einem Fallrohr zugeführt. Damit wird erreicht, dass eine mögliche Differenz in der Vertikalkomponente der Gutgeschwindigkeit ausgeglichen wird. Das Gut hat somit, unabhängig von den Betriebsparametern des Vertikalförderers, analoge Eintrittsbedingungen am Einlass der Prallplattenwaage. Beim Auftreffen auf die schräge Platte des Massenstrommesssystems wird das Gut umgelenkt. Von der hierbei auftretenden Kraft wird lediglich die horizontale Komponente gemessen und als Messgröße für den jeweiligen Massenstrom ausgewertet. Durch dieses Vorgehen wird sichergestellt, dass auch bei Ablagerungen auf der Prallplatte, wie sie bei anbackenden Schüttgütern zu erwarten sind, keine Verfälschung des Messergebnisses auftritt.

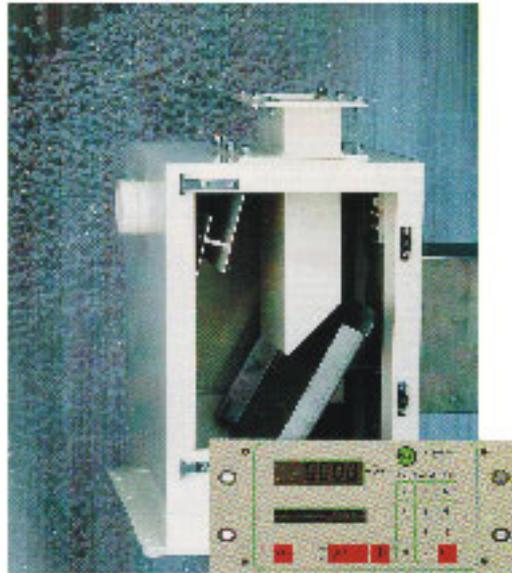


Abb. 6.2: Prallplattenwaage der Fa. Rembe

### 6.1.3.2 Messung der Drehzahlen und der auftretenden Drehmomente

Um bei der gegebenen Komplexität der Förderer eine einfache, aber doch sehr zuverlässige Messung der auftretenden Drehmomente durchführen zu können, werden diese bei den geplanten Messreihen mit Hilfe der Frequenzumrichter direkt gemessen. Bei den eingesetzten Antriebsumrichtern handelt es sich um Geräte, die nach dem Prinzip des feldorientierten Umrichters arbeiten. Diese berechnen in jedem Betriebszustand aus den online gemessenen Größen Drehzahl und Stromstärke der einzelnen Phasen sowie dem über Kennfelder berücksichtigten  $\cos \varphi$  des jeweiligen Motors, die aktuellen Werte von Wirkstrom und Scheinstrom. Intern kann somit hochauflösend der aktuelle Wert des vom Motor verarbeiteten Wirkstromes aufgezeichnet werden. Dieser Wert wird im Anschluss an die Messung software-technisch ausgelesen, in Antriebsdrehmomente umgerechnet und von der Messdatenauswertung verarbeitet.

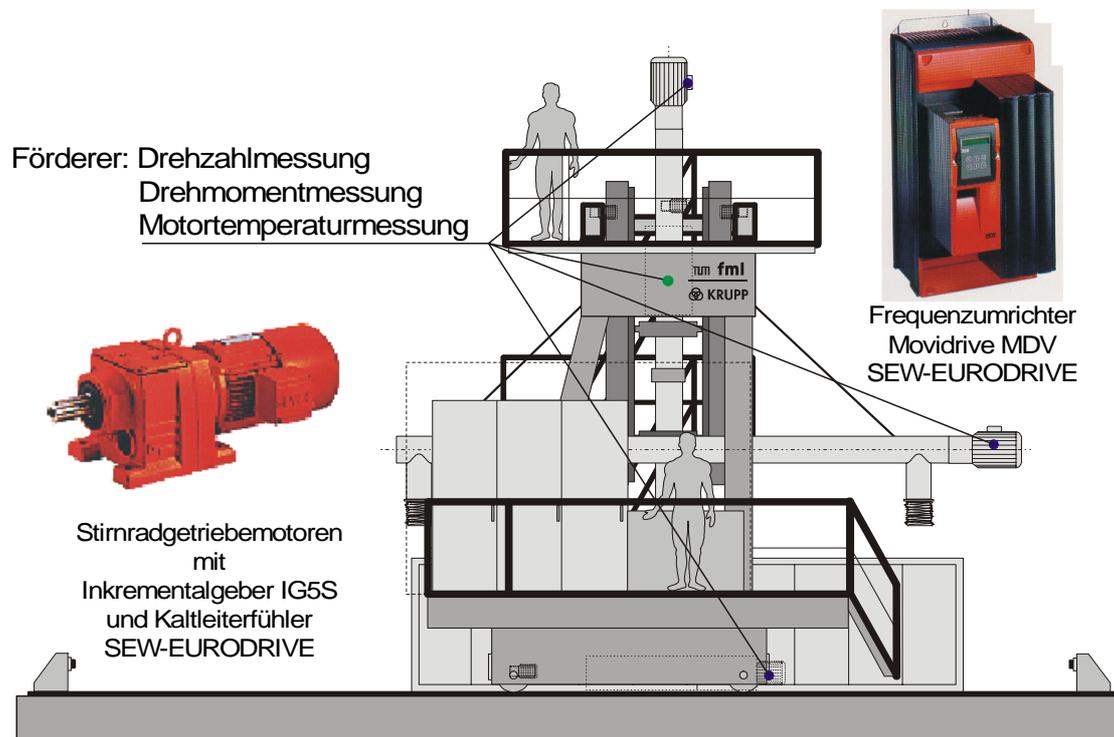


Abb. 6.3: Drehzahl- und Drehmomentmessung der Förderer

Zur Verifizierung der eingesetzten Messmethode wurde von der Fa. SEW-EURODRIVE eine Vergleichsmessung an einem mit konventionellen Drehmoment-Messwellen ausgestatteten Versuchsstand durchgeführt. Es konnten dabei Messfehler von deutlich unter 4% festgestellt werden. Deutliche Abweichungen konnten überhaupt nur bei Motoren, die ihre Betriebstemperatur noch nicht erreicht hatten festgestellt werden, ansonsten trat ein Messfehler von etwa 1 % – 2 % des Nennwertes auf.

Durch die Verwendung eines geschlossen geregelten Systems mit ständiger Drehzahlüberwachung über Inkrementalgeber mit 1024 Inkrementen an den Antriebsmotoren ist somit die erzielbare Genauigkeit dieses Messverfahrens stets im Bereich von weniger 2% Abweichung bezogen auf den aktuellen Wert.

Durch die hochauflösende Aufzeichnung können dynamische oder kurzzeitig auftretende Effekte, die zu einer Drehmomenterhöhung führen – z.B. Kornzermahlung im Spalt – nachvollzogen werden. Auch sind periodisch auftretende Effekte wie sie bei der Gutaufnahme und -abgabe sowie an den Zwischenlagern entstehen, zu erken-

nen. Mit Hilfe des gemeinsam ermittelten Verlaufs von Drehzahl und Drehmoment können diese zugeordnet werden.

Eine anschließende Filterung des aufgezeichneten Messsignals, um derartige Einflüsse zu eliminieren, ist somit problemlos durchführbar.

### **6.1.3.3 Messung des Füllungsgrades**

Zum qualitativen Vergleich ähnlicher Förderzustände bei unterschiedlichen Betriebs- und Konstruktionsparametern soll der Füllungsgrad des Förderers bestimmt werden. Diese rechnerisch auswertbare Kenngröße eines Förderzustandes wird stichprobenweise auch experimentell ermittelt. Dazu wird in die Hubvorrichtung des Vertikalförderers ein hochgenaues Zugkraftmessgerät installiert. Durch die ermittelte Masse des im Förderer befindlichen Gutes kann auf den Füllungsgrad zurückgerechnet werden.

Beim Horizontalförderer kann der Füllungsgrad durch Wiegen des in einem Schneckenengang befindlichen Gutes bestimmt werden. Dieses kann durch die geregelte Entleerung einer diskreten Anzahl von Schneckenängen ermittelt werden.

Innerhalb des Berechnungsverfahrens wird stets der rechnerisch zu ermittelnde theoretische Füllungsgrad verwendet. Dieser unterscheidet sich bei horizontalen Förderern im Bereich höherer Füllungsgrade und Drehzahlen deutlich vom tatsächlichen Füllungsgrad. Auf die Qualität des Berechnungsverfahrens hat dies keinen Einfluss, da die Abweichung in den Kennwerten integriert ist. Zur Auslegung der Förderbewegung, also zur Baugrößenbestimmung, kann eine Kenntnis des tatsächlichen Füllungsgrades zur Vermeidung von Verstopfungen notwendig sein. In den meisten Fällen jedoch empfiehlt es sich, den Füllungsgrad unterhalb von 50% zu halten. In diesem Bereich ist die Differenz zwischen tatsächlichem und theoretischem Füllungsgrad nur gering, ein sicherer Betrieb ist stets gewährleistet.

## **6.2 Analyse und Auswahl der Schüttgüter**

Wie bereits erläutert wurde, hat neben den Konstruktions- und Betriebsparametern die Art des Schüttguts einen entscheidenden Einfluss auf das Förderverhalten und

den erforderlichen Leistungsbedarf des Förderers. Für die empirische Ermittlung von Kenngrößen, die Schwerpunkt des vorliegenden Forschungsprojektes sind, ist es daher in jedem Fall erforderlich, neben der Variation der Betriebsparameter, wie Schneckendrehzahl und Füllungsgrad, ebenso die Versuchsgüter zu variieren. Bei der Auswahl geeigneter Schüttgüter für die Versuchsreihen am Hochleistungs-Schneckenförderer sind eine Reihe schüttgutspezifischer Kriterien zu berücksichtigen.

Es wurde sowohl von Seiten der Projektteilnehmer des AiF-Gemeinschaftsforschungsvorhabens als auch von Seiten des Forschungsinstituts speziell auf solche Schüttgüter Wert gelegt, die im Massengutumschlag häufig Verwendung finden. Vor Beginn der Untersuchungen wurde daher gemeinsam mit den Projektteilnehmern ein Anforderungsprofil für die zu untersuchenden Versuchsgüter erstellt.

Da aus den mechanischen Eigenschaften der Güter jeweils sehr unterschiedliche Fließverhalten resultieren (s Kapitel 4.3), wurden die zur Auswahl stehenden Schüttgüter zunächst nach Ihren Eigenschaften in stückige (z.B. Kohle), körnige (z.B. Getreide) und staubförmige (z.B. Mehl) unterschieden.

Darüber hinaus wurden die Güter nach folgenden, für die mechanischen Eigenschaften der Schüttgüter wichtigen Kenngrößen untersucht und eingeteilt:

- Schüttdichte  $\rho$
- Böschungswinkel  $\alpha$
- Wandreibung und Adhäsion
- Kornbeschaffenheit

Ein wesentliches Entscheidungskriterium ist die von den Zustandsgrößen Korngröße, Kornverteilung, Porenanteil  $n$  und der Porenzahl  $e$  abhängige **Schüttdichte**. Auf Grund der genannten Abhängigkeiten kann diese Größe keinesfalls als eine Gutkonstante angenommen werden. Sie muss daher für die zu untersuchenden Schüttgüter separat bestimmt werden.

Anhand der Tabelle 6.2 und des Schüttguts Sand wird die Abhängigkeit gezeigt:

Tabelle 6.2 Schüttdichten in Abhängigkeit von Feuchtigkeitsgehalt und Lagerungsdichte für Sand

Zustand des Sandes	Stoffdichte $\rho_s$ [t/m <sup>3</sup> ]	Porenzahl $e$	Porenanteil $n$	Schüttdichte $\rho$ [t/m <sup>3</sup> ]
trocken, lockerer Zustand	2,65	1,00	0,50	1,32
wassergesättigt, lockerer Zustand	2,65	1,00	0,50	1,82
trocken, dichter Zustand	2,65	0,54	0,35	1,72
wassergesättigt, dichter Zustand	2,65	0,54	0,35	2,07

Deutlich zu erkennen ist, dass im Gegensatz zur Stoffdichte (= Dichte eines Einzelkorns) die Schüttdichte nicht konstant ist. Bei Sand schwankt der Wert dieser Größe vom trockenen, lockeren Zustand bis hin zum wassergesättigten, dichten Zustand um fast 60 %.

Um einen Überblick zu geben in welchen Grenzen sich die Schüttdichten bewegen, wurden diese im Folgenden für einige charakteristische Schüttgüter dargestellt:

Tabelle 6.3 Schüttdichten unterschiedlicher Schüttgüter

Schüttgut	Schüttdichte $\rho$ [t/m <sup>3</sup> ]	Schüttgut	Schüttdichte $\rho$ [t/m <sup>3</sup> ]
Abraum	1,4...2,0	Zement	1,1...1,9
Sand	1,3...2,1	Kali	1,1...1,6
Kies	1,5...1,9	Eisenerz	2,2...3,0
Asche	0,5...0,9	Weizen	0,7...0,8
Braunkohle	0,5...0,8	Mehl	0,5...0,6
Steinkohle	0,8...1,0	Rüben	0,6...0,8

Weitere Kenngrößen, die das Förderverhalten und somit den erforderlichen Leistungsbedarf wesentlich beeinflussen, sind die Fließeigenschaften und die Kohäsion des Schüttguts, die den inneren Zusammenhalt eines Schüttguts bestimmen (s. Kapitel 4.3.1).

Dieser wird in großem Maße vom Böschungswinkel  $\alpha$  charakterisiert.

Der Böschungswinkel  $\alpha$  ist dabei der Winkel zwischen der Gutoberfläche eines aus geringer Höhe gleichmäßig langsam aufgeschütteten kegelförmigen Haufwerks und der Horizontalen (s. Abb. 6.4).

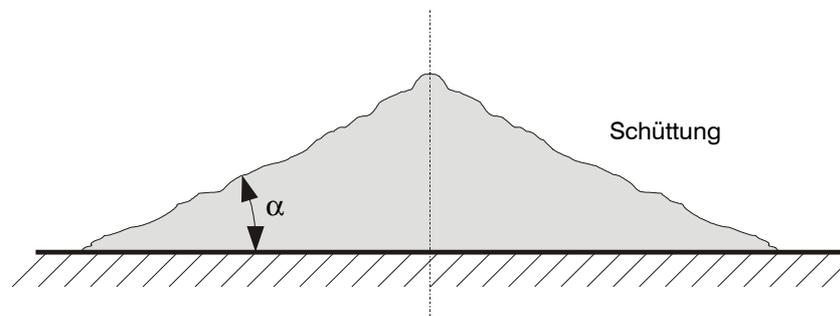


Abb. 6.4: Darstellung des Böschungswinkels  $\alpha$  einer Schüttung

Um konstante Versuchsbedingungen zu gewährleisten, wurden die in diesem Forschungsprojekt ermittelten Böschungswinkel mit einer speziellen Vorrichtung gemessen (Abb. 6.5):



*Abb. 6.5: Versuchsvorrichtung zur Bestimmung des Böschungswinkels nach DIN*

Neben dem Böschungswinkel sind noch die Werte der Wandreibung und der Adhäsion als weitere Einflussparameter auf den Fördervorgang zu nennen. Bei körnigen, trockenen Schüttgütern tritt lediglich die Wandreibung in Erscheinung. Adhäsion ist besonders bei der Verwendung von feuchten Schüttgütern mit geringer Korngröße, bei so genannten bindigen Schüttgütern zu berücksichtigen (Kapitel 4.3.3).

Diese Parameter charakterisieren die Größe des Widerstands, den ein Schüttgutteilchen einer Verschiebung auf seiner Stützfläche (z.B. Rohrwand und Schneckenwendel) entgegensetzt.

Bei der Festlegung der zu fördernden Schüttgüter legten die Projektpartner auf eine möglichst große Streuung der genannten Kenngrößen und Schüttguteigenschaften Wert. Von speziellem Interesse waren u.a. Schüttgüter mit sehr niedriger Schüttdichte, z.B. Hafer.

Eine charakteristische Kenngröße, die in bestimmten Bereichen abhängig von den geometrischen Randbedingungen des Förderers ist, ist die Korngröße des Schüttgu-

tes. Diese wird durch die größte Kante  $d$  des Quaders, in den das Korn eingezeichnet werden kann, angegeben.

Mit zunehmender Korngröße wird das Verschieben einzelner Gutschichten stärker behindert. Das Verhältnis von Korngröße und Spaltbreite hat entscheidenden Einfluss auf die Schüttguterstörung. Die vom Förderer aufzuwendende Mahlergie hat, ebenso wie Quetschungen von harten Körnern im Spalt, großen Einfluss auf den erforderlichen Leistungsbedarf des Förderers.

Der hier eingesetzte Schneckenförderer ist für eine maximale Korngröße von ca. 40 mm ausgelegt.

Besonders bei Schüttgütern mit stark unterschiedlicher Korngröße ist neben der Angabe der mittleren bzw. maximalen Korngröße die Korngrößenverteilung ein wichtiges Auslegungs- und Auswahlkriterium. Mit Hilfe einer Korngrößenanalyse wurde die Verteilung der einzelnen Massenanteile auf unterschiedliche Korngrößen für jedes Schüttgut vor und nach einer Förderung untersucht. Hieraus konnten zugleich Aussagen über die Kornzerstörung während des Fördervorganges getroffen werden.



*Abb. 6.6: Gerät für die fraktionierte Korngrößenanalyse (Schwingsieb-Analyse)*

Als Schüttguteigenschaften sind neben der Korngröße noch die Kornform und die Kornhärte zu erwähnen. Diese beiden Faktoren bestimmen die verschleißfördernde Wirkung des Schüttguts.

In Abhängigkeit von der Beschaffenheit der Kornkanten können Schüttgüter nach DIN ISO 3435, wie Tabelle 6.4 zu entnehmen ist, in 6 Kornformen untergliedert werden.

Tabelle 6.4 Kornformen

I	Scharfe Kanten mit ungefähr gleichen Ausmaßen in drei Dimensionen (Bsp.: Würfel)
II	Scharfe Kanten, unter denen eine deutlich länger ist als die beiden anderen (Bsp.: Prisma, Klinge)
III	Scharfe Kanten, unter denen eine deutlich kleiner ist als die anderen (Bsp.: Platte, Schuppen)
IV	Runde Kanten mit ungefähr gleichen Ausmaßen in drei Dimensionen (Bsp.: Kugel)
V	Runde Kanten, in einer Richtung deutlich größer als in die beiden anderen Richtungen (Bsp.: Zylinder, Stange)
VI	Faserig, fadenförmig, lockenförmig, verschlungen

Scharfkantige harte Güter nutzen Fördererbauteile wie z.B. das Lager, die Wendeln oder das Förderrohr durch die Relativbewegungen zwischen Gut und Konstruktionsteilen erheblich stärker ab als weiche Schüttgüter mit runden Kanten.

Im Verlauf des Forschungsprojektes wurden eine Vielzahl von Schüttgütern untersucht. Um den Versuchsbetrieb auf Grund der Witterungsabhängigkeit zügig durchführen zu können, waren neben den rein wissenschaftlichen Voraussetzungen und Anforderungen, auch noch die Beschaffbarkeit und Rückgabe des Schüttgutes sowie die Kosten wichtige Entscheidungsfaktoren.

Unter Berücksichtigung der genannten Kriterien wurden anhand der spezifischen Schüttguteigenschaften gemeinsam mit den Projektpartnern bestimmte Schüttgüter ausgewählt und an der Versuchsanlage für Hochleistungs-Schneckenförderer unter-

sucht. Die Schüttgüter sind in Tabelle 6.5 dargestellt und in fünf Gutgruppen untergliedert:

Tabelle 6.5 Auswahl der Versuchsgüter

	Gruppe				
	Getreide	Ölsaaten	Derivate	Düngemittel	Non-Foodprodukte
Beispiele	Gerste	Raps	Soja-Schrot	Kunstdünger	Steinkohle
	Hafer		Futterkalk	(Kalkamonsalpeter)	PET-Recyclat
	Mais				Sand
	Weizen				Säge- bzw. Holzspäne
			Schwefel		

In Tabelle 6.6 sind die spezifischen Kennwerte der Schüttgüter zusammengestellt:

Tabelle 6.6 Kennwerte der Versuchsgüter

Schüttgut	Schüttdichte [kg/m <sup>3</sup> ]	max. Korngröße, (ca.) [mm]	Böschungswinkel $\alpha$ [°]	Wandreibungskoeffizient $\mu_w$ [-]
<b>Getreide</b>				
Gerste	720	10	36	0,47
Hafer <sup>5</sup>	560	14	29	0,45
Mais	730	13	29	0,38
Weizen	820	8	29	0,40
<b>Ölsaaten</b>				
Raps <sup>1</sup>	700	4	30	0,40

## 6 Experimentelle Untersuchungen

---

<b>Derivate</b>					
	Soja-Schrot	640	7	42	0,51
	Futterkalk <sup>3</sup>	1530	1	38	0,58
<b>Düngemittel</b>					
	Kunstdünger (Kalkamonsal- peter) <sup>1</sup>	1000	8	30	0,42
<b>Non-Foodprodukte</b>					
	Steinkohle <sup>3,4</sup>	800	60	34	0,53
	PET-Recyclat <sup>2</sup>	750	5	37	0,49
	Sand, leicht feucht <sup>1,3,4</sup>	1640	5	41	0,51
	Säge- bzw. Holzspäne <sup>5,6</sup>	180	40	46	0,65
	Schwefel <sup>1</sup>	1250	7	31	0,49
<sup>1</sup> kugelförmig, <sup>2</sup> zylindrisch, <sup>3</sup> pulvrig, <sup>4</sup> stückig, <sup>5</sup> schmal und länglich, <sup>6</sup> faserig					

Wie bereits erwähnt, ist der Böschungswinkel  $\alpha$  eine wesentliche Kenngröße für den inneren Zusammenhalt des Schüttgutes. Zur weiteren Charakterisierung der Schüttguteigenschaften wird in diesem Zusammenhang auf die DIN ISO 3435 verwiesen, in der der innere Zusammenhalt von Schüttgütern in Abhängigkeit von der Größe des Böschungswinkels  $\alpha$  in sechs Stufen untergliedert wird:

Tabelle 6.7 Formen des inneren Zusammenhalts nach DIN 3435

Formen des Inneren Zusammenhalts nach DIN ISO 3435		Versuchsgüter im AiF-Projekt
I	Material kann in der Luft schweben und fließt wie eine Flüssigkeit	
II	Leicht fließendes Material, Böschungswinkel: $0^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hafer (29°)</li> <li>• Mais (29°)</li> <li>• Raps (29°)</li> <li>• Weizen (29°)</li> </ul>
III	Normal fließendes Material, Böschungswinkel: $30^\circ < \alpha \leq 45^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Gerste (36°)</li> <li>• PET-Recyclat (37°)</li> <li>• Soja-Schrot (42°)</li> <li>• Kunstdünger (31°)</li> <li>• Futterkalk (38°)</li> <li>• Schwefel (31°)</li> <li>• Sand (41°)</li> <li>• Kohle (34°)</li> </ul>
IV	Schwer fließendes Material, Böschungswinkel: $45^\circ < \alpha \leq 60^\circ$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sägespäne (46°)</li> </ul>
V	Zusammenhaftendes Material, Böschungswinkel: $\alpha > 60^\circ$	
VI	Nicht rutschendes Material, verhakend, brückenbildend, schwer zu trennen	

## 6.3 Versuchsdurchführung

Zum Versuchsbeginn wurden neue Komponenten zur Messdatenerfassung und -auswertung eingebaut und in Betrieb genommen. Im Anschluss daran wurde die Durchführung des Versuchsprogrammes an der Versuchsanlage für Hochleistungs-Schneckenförderer festgelegt:

1. Auswahl des Schüttgutes nach den in Kapitel 6.2 genannten Entscheidungskriterien, in Absprache mit den Projektteilnehmern
2. Beschaffung des ausgewählten Schüttgutes in der erforderlichen Menge (ca. 14 m<sup>3</sup>)
3. Entnahme einer ersten Schüttgutprobe vor dem Versuchsbetrieb (=Schüttgut-Ausgangszustand)
4. Analyse der mechanischen Eigenschaften und Kenngrößen des Versuchsgutes im Ausgangszustand
  - Schüttdichte
  - Böschungswinkel  $\alpha$
  - Wandreibungskoeffizient  $\mu_{\text{Wand}}$
  - Korngrößenverteilung
5. Durchführung der ersten Versuchsreihe für den horizontalen und vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderer jeweils mittels Parametervariation, d.h. Variation der Betriebsparameter:
  - Schneckendrehzahl
  - Massenstrom ( $\Rightarrow$  Füllungsgrad)
6. Parallel zu Punkt 5:  
Erfassung und Aufzeichnung aller Messdaten, u.a.:
  - Massenstrom
  - Drehmoment
  - Drehzahl
7. Entnahme einer zweiten Schüttgutprobe nach der ersten Versuchsreihe (=Schüttgutzustand nach einer Förderung) und Untersuchung der Korngrößenverteilung des geförderten Schüttgutes
8. Durchführung der weiteren Versuchsreihen (s. Punkt 5)

9. Auswertung und Weiterverarbeitung der Messdaten mit Hilfe eines Auswertungsprogramms der Firma HP und Berechnung der Leistungskennzahlen
10. Darstellung der Kenngrößen in Form von Kennfeldern in Abhängigkeit der Betriebsparameter

Auf die Ermittlung der schüttgutspezifischen, mechanischen Kenngrößen (s. Punkt 4.) wie z.B. dem Böschungswinkel  $\alpha$  und dem Wandreibungskoeffizienten  $\mu_{Wand}$  wurde bereits eingegangen.

Das folgende Kapitel beschäftigt sich mit der Durchführung der Versuchsreihen an der Versuchsanlage für Hochleistungs-Schneckenförderer (vgl. Punkt 5. und 8.).

Die experimentellen Untersuchungen des AiF-Forschungsprojekts dienen der empirischen Ermittlung und Darstellung von Kenngrößen, die zur Auslegung von schnelllaufenden Schneckenförderern, den sog. Hochleistungs-Schneckenförderern, dringend erforderlich sind. Dazu ist es notwendig neben den Betriebsparametern der auszulegenden Anlage, auch den Einfluss der geometrischen und konstruktiven Faktoren zu kennen. Die empirisch zu ermittelnden Kenngrößen sind daher abhängig von folgenden Parametern:

1. Schüttgutparameter
2. Konstruktionsparameter
3. Betriebsparameter

Die Konstruktionsparameter, also Einflussgrößen, die aus der Geometrie des Förderers (Schneckendurchmesser, Förderlänge, Ganghöhe, etc.) bestimmt werden, bleiben im Verlauf dieser Untersuchungen weitestgehend unverändert. Eine Ausnahme stellt die vertikale Zwischenlagerung dar.

Neben den Schüttgut- und den Konstruktionsparametern haben die Betriebsparameter einen ganz entscheidenden Einfluss auf die Leistungskenngrößen des Förderers. Zu den Betriebsparametern zählen:

1. Schneckendrehzahlen
2. Förderleistung (= geförderter Massenstrom)
3. Füllungsgrade

Als entscheidender Vorteil bei der Auswertung stellte sich die unabhängig von den Schneckendrehzahlen der Vertikal- und der Horizontalschnecke einzustellende Förderleistung heraus. Die Füllungsgrade und somit der Betriebspunkt der Förderer ergeben sich aus der Einstellung der Schneckendrehzahlen und dem Massenstrom.

Die Förderleistung (= Massenstrom) der Versuchsanlage wird über die Frästiefe der Zuführschnecke  $t_{zs}$  und die Vorschubgeschwindigkeit  $v_{zs}$  der Zuführschnecke (= Geschwindigkeit des Katzfahrwerks) festgelegt und variiert. Die Schneckendrehzahlen werden über die stufenlos regelbaren Frequenzumrichter eingestellt.



Abb. 6.7: Einstellparameter am Versuchsstand

Durch Parametervariation können eine Vielzahl diskreter Betriebspunkte hinsichtlich Schneckendrehzahlen und Massenströmen gefahren werden. Diese werden nach der Messdatenauswertung in Form von tabellarischen Kennfeldern in Abhängigkeit der Einflussgrößen dargestellt und später in Diagrammen ausgewertet.

Die Einstellung des Betriebspunktes bis zur Kennfelderzeugung ist in Abb. 6.8 beschrieben:

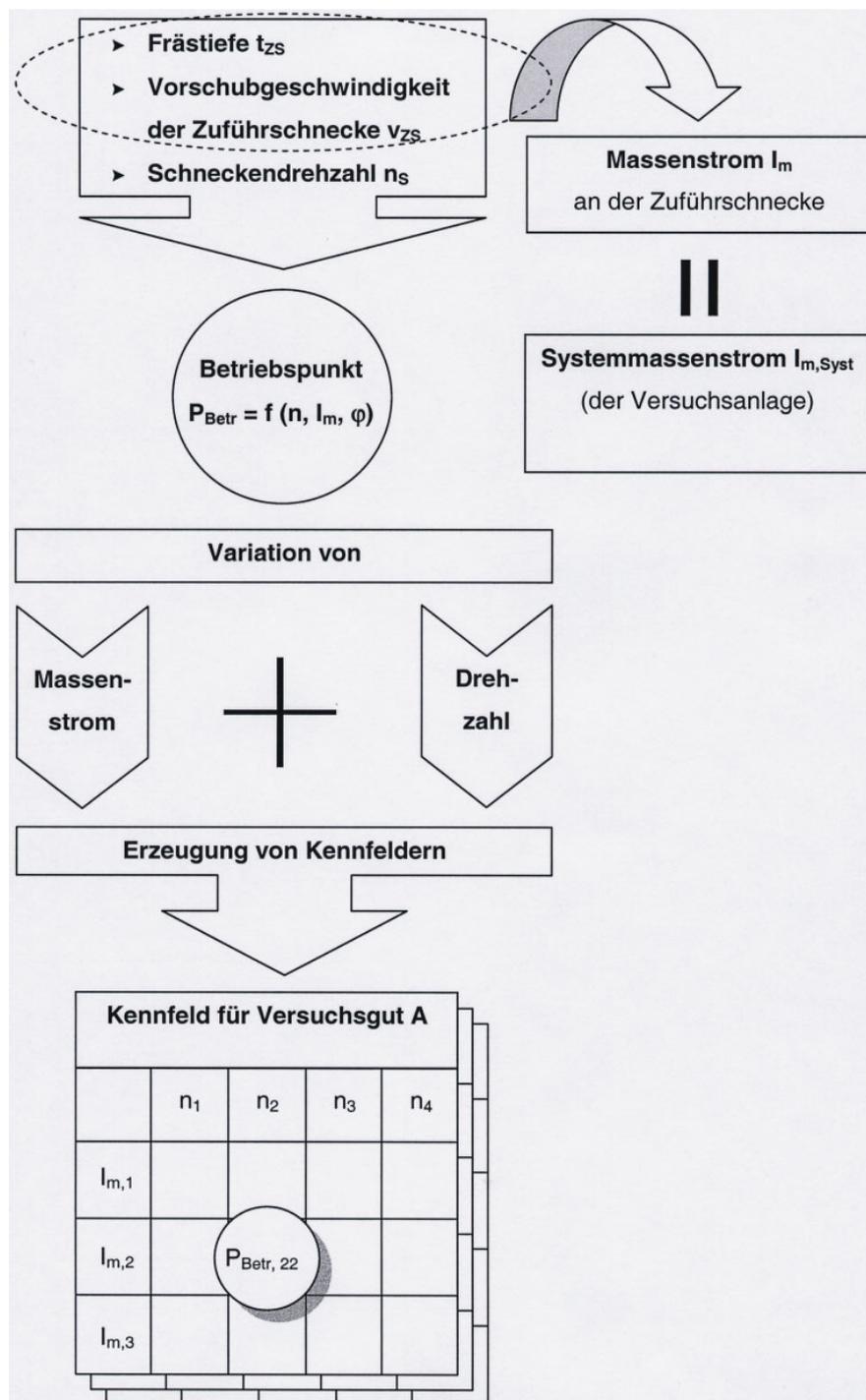


Abb. 6.8: Vorgehen zur Kennfelderzeugung

Die Versuchsreihen werden nach folgendem Ablaufschema durchgeführt:

- Drehzahlreihe mit sehr hoher Drehzahl grob gerastert nach Massenströmen nachfahren, dabei Ermittlung des maximal möglichen Massenstroms

- Gleiches Vorgehen bei niedrigen Drehzahlen
- Gezieltes Setzen von Zwischenpunkten in definierten Abständen
- Anfahren von Zwischendrehzahlen
- Linie konstanten Massenstroms bei Variation der Drehzahl anfahren
- Untersuchung von Effekten oder Randbereichen des möglichen Betriebsbereiches

### 6.4 Auswertung der Messdaten

Die charakteristischen Größen wie z.B. Drehmoment, Leistungsbedarf und Drehzahlen werden kontinuierlich während des Versuchs über ein Datenerfassungssystem der Firma SEW erfasst und aufgezeichnet. Nach Versuchsablauf werden alle relevanten Betriebsdaten von den Frequenzumrichtern zur Weiterbearbeitung auf einen Rechner geladen.

Dazu zählen u.a.:

1. aufgenommene Wirkströme der Antriebsmotoren
2. Drehzahlen der Antriebsmotoren
3. Motormomente
4. Katzfahrgeschwindigkeit  $v_{\text{Katz}}$  (=Vorschubgeschwindigkeit der Zuführschnecke  $v_{\text{ZS}}$ )
5. Höhe der Zuführschnecke  $h_{\text{ZS}}$  (zur Feststellung der exakten Eintauchtiefe der Zuführschnecke)

In Abb. 6.9 ist die Messwerterfassung der Frequenzumrichter für das Schüttgut Kohle dargestellt. Zu sehen ist der Drehmomentverlauf der Vertikalschnecke bei einer Drehzahl von 480 1/min und einem Massenstrom von knapp 50 t/h.

## 6 Experimentelle Untersuchungen

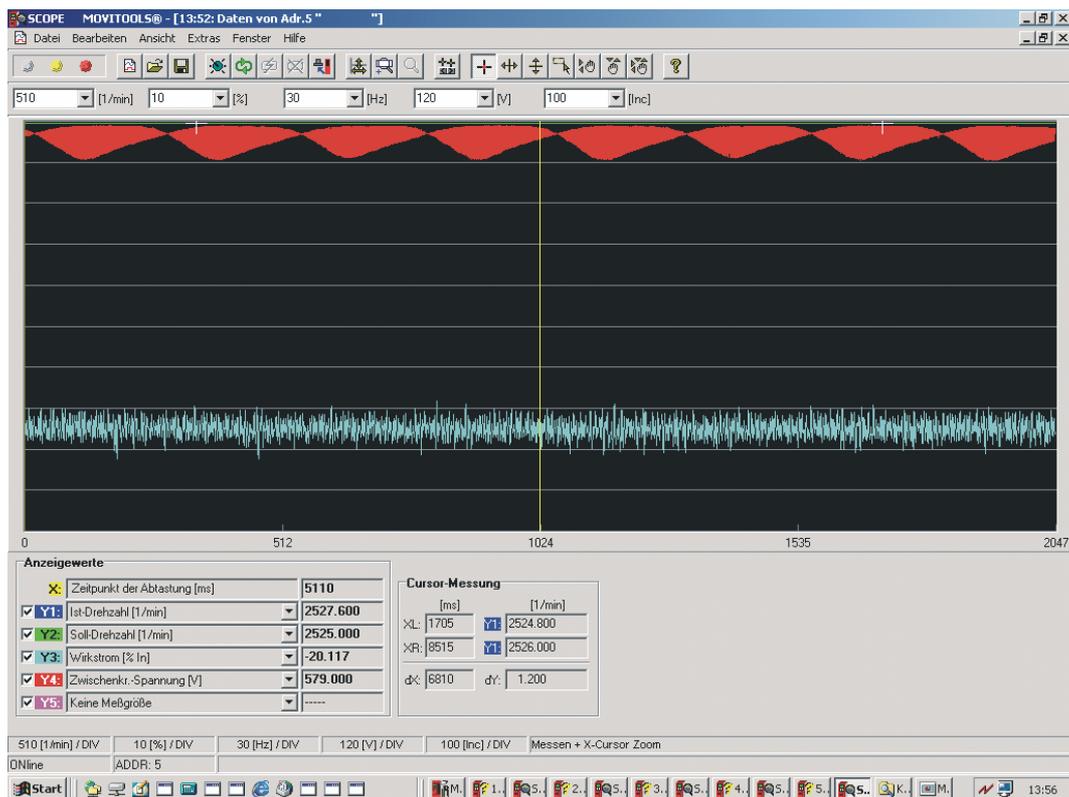


Abb. 6.9: Bildschirmdarstellung der Messwerterfassung

Von großem Vorteil bei der Messdatenauswertung ist, dass aus den Frequenzumrichtern direkt die Antriebsmomente  $M_{Antr}$  der Zuführ-, der Horizontal- und der Vertikalschnecke geladen werden können. Die Berechnung der Motormomente erfolgt dabei aus einer Gegenüberstellung der aufgenommenen elektrischen Wirkleistung  $P_{Wirk}$  des Motors und der mechanischen Antriebsleistung des jeweiligen Förderers:

$$P_{M,Wirk} = U_{ZK} \cdot I_{M,Wirk} \cdot \cos \varphi = M_{M,Antr} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M \quad (6.1)$$

Die Drehzahlgeber liefern die Informationen über die jeweiligen Schneckendrehzahlen  $n_S$ . Das Antriebsmoment  $M_{Antr}$  ist somit aus der bekannten Zwischenkreisspannung  $U_{ZK}$ , dem aufgenommenem Wirkstrom  $I_{Wirk}$  und dem Leistungsfaktor  $\cos \varphi$  zu bestimmen. Der Leistungsfaktor  $\cos \varphi$  geht nicht als Konstante ein, sondern wird, wie bereits beschrieben, über Motorkennfelder berücksichtigt. Die Genauigkeit der Messtechnik liegt bei einer Abweichung von weniger als 2% des gemessenen Wertes.

Die Messdaten werden in Form von Text-Dateien mit mehreren Datenspalten abgespeichert und anschließend in einem Datenauswertungsprogramm der Firma HP weiterverarbeitet.

Das verwendete Auswertungsprogramm wurde speziell für die Anforderungen dieses Forschungsprojektes erstellt. Aus den Eingangsgrößen Wirkstrom, Motordrehzahl, Motormoment, Katzfahrgeschwindigkeit und Höhenmessung werden folgende Kenngrößen ermittelt:

- Drehzahl der Zuführ-, Horizontal- und Vertikalschnecke
- Antriebsmomente der Zuführ-, Horizontal- und Vertikalschnecke
- Antriebsleistung der Zuführ-, Horizontal- und Vertikalschnecke
- spezifischer Leistungsbedarf der Zuführ-, Horizontal- und Vertikalschnecke
- Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  für die horizontale Förderung
- Füllungsgrad der Horizontal- und der Zuführschnecke
- Förderleistung (Massenstrom)

In Abb. 6.10 ist der Datenfluss nach Ablauf eines Versuchs bis zur Betriebsparameterberechnung dargestellt:



Abb. 6.10: Datenfluss der Messwertverarbeitung

## 6.5 Darstellungsarten der Messgrößen

In diesem Kapitel wird auf die Darstellung der Kenngrößen für den Horizontal- und den Vertikalschneckenförderer eingegangen. Die Zuführschnecke wird in dieser Arbeit nicht untersucht. Die Auswertung der Messdaten der Zuführschnecke wird daher nicht erläutert.

Die genannten Größen können folgendermaßen strukturiert werden:

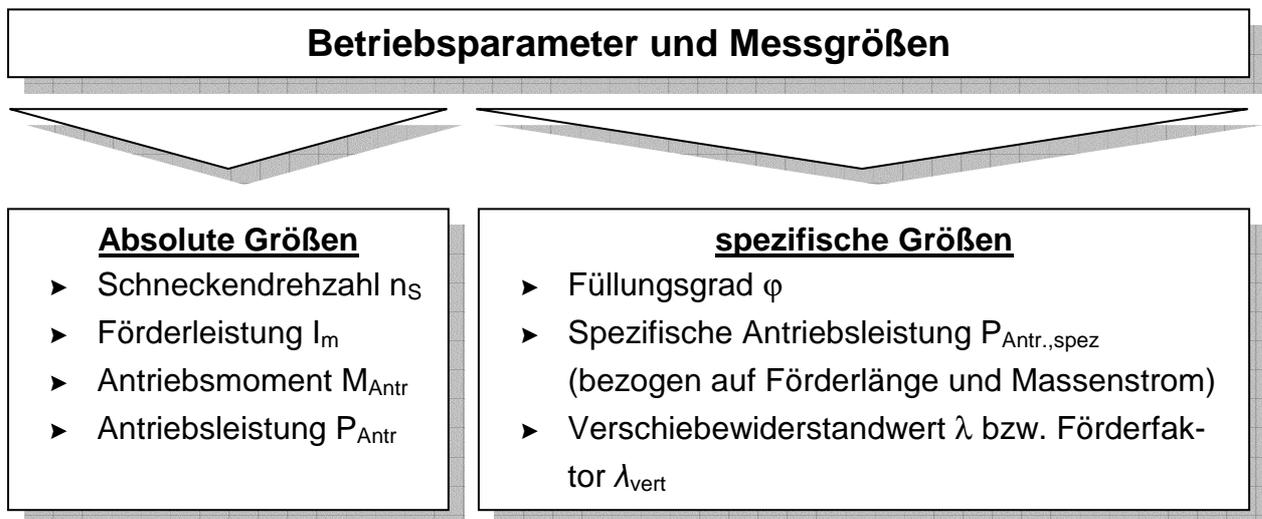


Abb. 6.11: Betriebsparameter und Messgrößen

Für die Darstellung der Betriebsparameter ist ihre gegenseitige Beeinflussung maßgeblich. In Abb. 6.12 sind die Abhängigkeiten der absoluten und spezifischen Betriebsparameter und Messgrößen dargestellt:

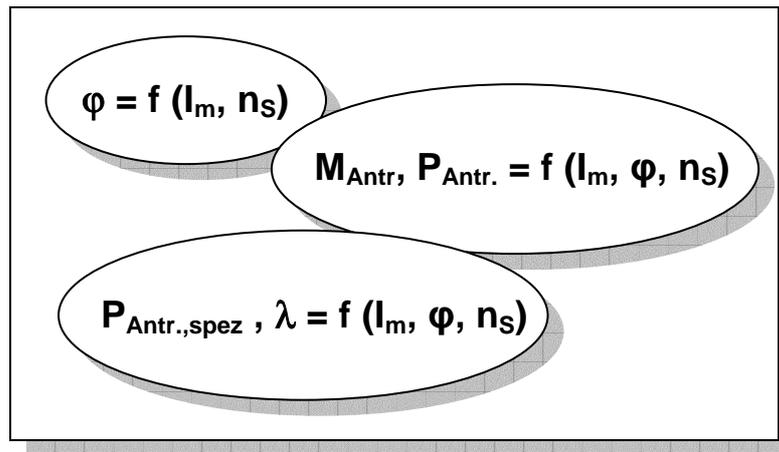


Abb. 6.12: Abhängigkeiten der Betriebsparameter und Messgrößen

Aus den oben genannten Abhängigkeiten der Variationsparameter entstehen dreidimensionale Kennfelder folgender Form:

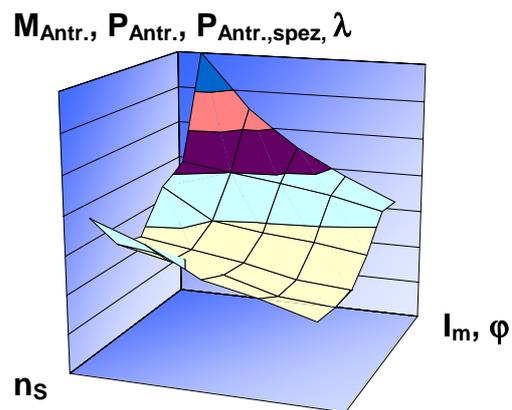


Abb. 6.13: Dreidimensionale Darstellung der Betriebsparameter und Messgrößen

Die Darstellung der berechneten Kenngrößen erfolgt in diesem Bericht prinzipiell über drei unterschiedliche Formen:

### **I. Diagramme über einen Messpunkt:**

In diesen Diagrammen werden die Antriebsmomente während eines zehn Sekunden andauernden Messpunktes ohne Mittelung aufgetragen. Sie erlauben Aussagen über das Verhalten des Förderers in kleinen Zeitfenstern, beispielsweise während eines Umlaufes der Schnecke. Mit ihrer Hilfe sind Aussagen über die genauen Verläufe der Messdaten möglich wie z.B. die Ermittlung von Drehmomentspitzen der Förderer. Darüber hinaus ist das stationäre Betriebsverhalten der Förderer ersichtlich. Wird beispielsweise ein Versuch mit stark veränderlichem Massenstrom, also ein instationärer Versuch, gefahren, so wird dies anhand des Diagramms bei der Datenauswertung deutlich und die zugehörigen Messdaten fließen nicht in die Auswertung bzw. Kenngrößendarstellung mit ein. Damit ist die Richtigkeit der Betriebsparameter jedes einzelnen gefahrenen Betriebspunktes sichergestellt. Da in allen Versuchen das Erreichen eines stationären Betriebspunktes sichergestellt wurde, werden diese Diagramme nicht mehr im Anhang beigelegt.

### II. Diagramme über alle Mess- bzw. Betriebspunkte:

Diese Diagramme bilden die Basis für eine ganzheitliche Interpretation der gewonnenen Messdaten. Sie bilden durch ihre Mittelung über 2048 Stützstellen je Messpunkt die Voraussetzung für gesicherte Aussagen über das Verhalten des Förderers bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Weiterhin bilden sie das Verhalten des Förderers über dem gesamten Betriebsbereich ab.

Dazu zählen folgende Kennlinien:

- a) Darstellung der absoluten Größen über dem Füllungsgrad
  - Drehmoment  $M(\varphi)$
  - Leistungsbedarf  $P(\varphi)$
  
- b) Darstellung der spezifischen Größen über dem Füllungsgrad
  - Spezifischer Leistungsbedarf  $P_{\text{spez}}(\varphi)$
  - Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda(\varphi)$  bzw. Förderfaktor  $\lambda_{\text{vert}}(\varphi)$
  
- c) Darstellung der spezifischen Größen über der Drehzahl bei konstantem Füllungsgrad
  - Spezifischer Leistungsbedarf (nur vertikale Förderung)  $P_{\text{spez}}(n)$
  - Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda(n)$  bzw. Förderfaktor  $\lambda_{\text{vert}}(n)$

## 6.6 Auswertung der Messergebnisse

### 6.6.1 Allgemeines

In Kapitel 6.6 werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen des Hochleistungs-Schneckenförderers dargestellt und erläutert. Die Ergebnisse werden separat für den Horizontalförderer (Kapitel 6.6.4) und den Vertikalförderer (Kapitel 6.6.5) angegeben.

Anhand des Beispielschüttguts Weizen werden die Ergebnisse in Form von zahlreichen Diagrammen optisch aufbereitet und die Verläufe analysiert und diskutiert.

Das Schüttgut Weizen verfügt über hervorragende Fließeigenschaften und war deshalb problemlos zu fördern. Weiterhin wurden in der Vergangenheit bereits zahlreiche Versuche an anderen Versuchsanlagen durchgeführt, die hier zu Vergleichszwecken herangezogen werden können.

Die Messkurven aller anderen Versuchsgüter sind im Anhang zusammengestellt.

### 6.6.2 Schüttguteigenschaften und -kenngößen

Das Schüttgut Weizen hat eine Schüttdichte von  $\rho = 820 \text{ kg/m}^3$  und eine maximale gemessene Korngröße von  $d = 8 \text{ mm}$ . Das Korn ist relativ weich und hat damit in Bezug auf die Fördererbauteile eine geringe schleißende Wirkung. Überraschend war, dass die Verteilung der Korngröße vor und nach der ersten Förderung kaum festzustellen war. Es konnte lediglich eine Verschiebung von 1 % der Massenanteile zwischen 4-10 mm auf unter 4 mm festgestellt werden (Abb. 6.14).

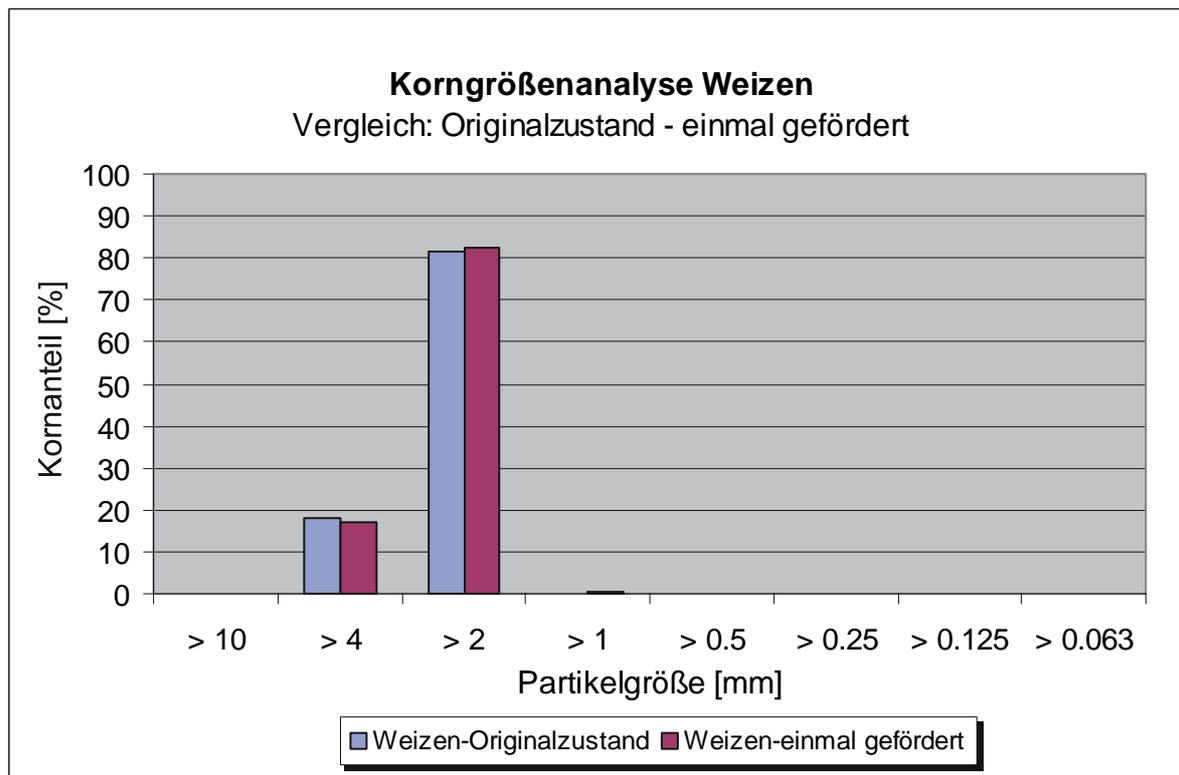


Abb. 6.14: Korngrößenanalyse Weizen

Ein Grund kann in der Größe des Spalts zwischen Schneckenwendel und Förderrohr gesehen werden, da hier die größten Reibungs- und Quetscheffekte auftreten. Dieser ist bei allen Förderern der Versuchsanlage ca. 10 mm groß und damit größer als das Korn (vgl. max. Korngröße Weizen  $d_{max,Weizen} = 8 \text{ mm}$ ).

Auf Grund der guten Fließigenschaften und einem Böschungswinkel  $\alpha < 30^\circ$  (ca.  $29^\circ$ ) kann dieses Schüttgut nach DIN ISO 3435 als ein leicht fließendes Material charakterisiert werden. Dies bestätigte sich auch während der Versuchsreihen am Hochleistungs-Schneckenförderer. Selbst bei großen Vorschubgeschwindigkeiten der Zuführschnecke, wie sie bei hohen Volumenströmen erforderlich sind, und den damit verbundenen großen Gutverdichtungen, war keinerlei Kompaktierung bzw. Verfestigung des Schüttguts festzustellen. Folglich konnten selbst bei niedrigen Drehzahlen der Zuführschnecke im Vergleich zu anderen Schüttgütern wie beispielsweise Futterkalk hohe Volumenströme gefahren werden. Dank dieser Materialeigenschaften wurden auch, trotz einer mittleren Schüttdichte von  $\rho = 820 \text{ kg/m}^3$  Massenströme bis 110 t/h gefahren.

### 6.6.3 Drehmomentverlauf während einer Messperiode

Die Darstellung des Drehmoments während eines Versuchs verdeutlicht, dass die Momentenverläufe der Zuführ-, der Horizontal- und der Vertikalschnecke stark schwanken. Grund dafür sind die Korrekturen der Schneckendrehzahlen durch die Frequenzumrichter zur Einstellung der Soll-Drehzahl.

In Abb. 6.15 und Abb. 6.16 sind die Drehmomentverläufe der Zuführschnecke ( $n=70$  1/min), der Horizontalschnecke ( $n=265$  1/min) und der Vertikalschnecke ( $n=408$  1/min) über der Versuchszeit für das Versuchsgut Weizen und jeweils konstantem Massenstrom von 12,5 t/h bzw. 71,9 t/h dargestellt:

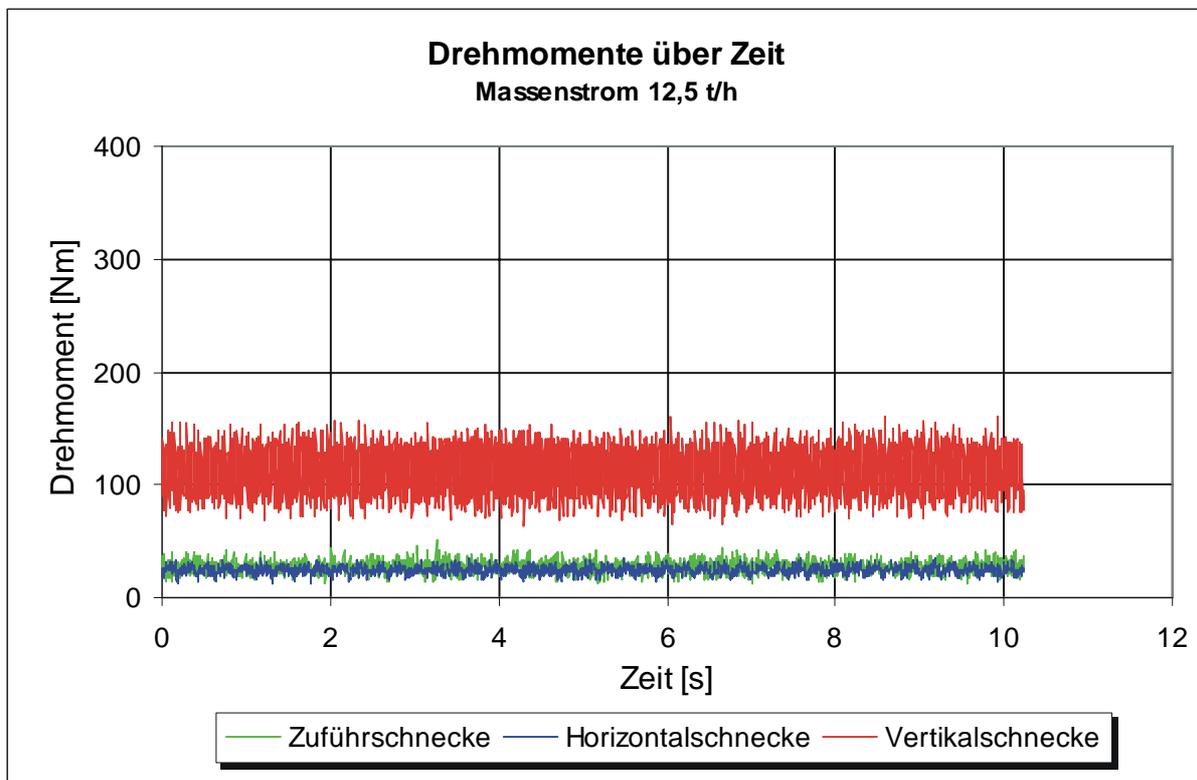


Abb. 6.15: Drehmomentverlauf über der Zeit, Fördergut Weizen

Die Darstellung über der Versuchszeit verdeutlicht weiter, ob ein stationärer Betriebspunkt gefahren wurde. Verläuft die Mittellinie der Drehmomentkurve eines Förderers auf einer Waagerechten, wie hier in Abbildung Abb. 6.15 zu sehen, dann wurde ein stationärer Punkt gefahren. Weist diese Linie jedoch eine Neigung in positiver oder negativer Richtung auf, so wird deutlich, dass sich während des Versuchs

Betriebsparameter, wie z.B. der eingestellte Massenstrom, geändert haben und damit kein stationärer Punkt gefahren wurde. Für den Nachweis stationärer Betriebspunkte ist diese Darstellungsform daher entscheidend.

In Abb. 6.16 ist im Vergleich zu Abb. 6.15 eine deutliche Zunahme der erforderlichen Antriebsmomente aufgrund der größeren Förderleistung zu erkennen:

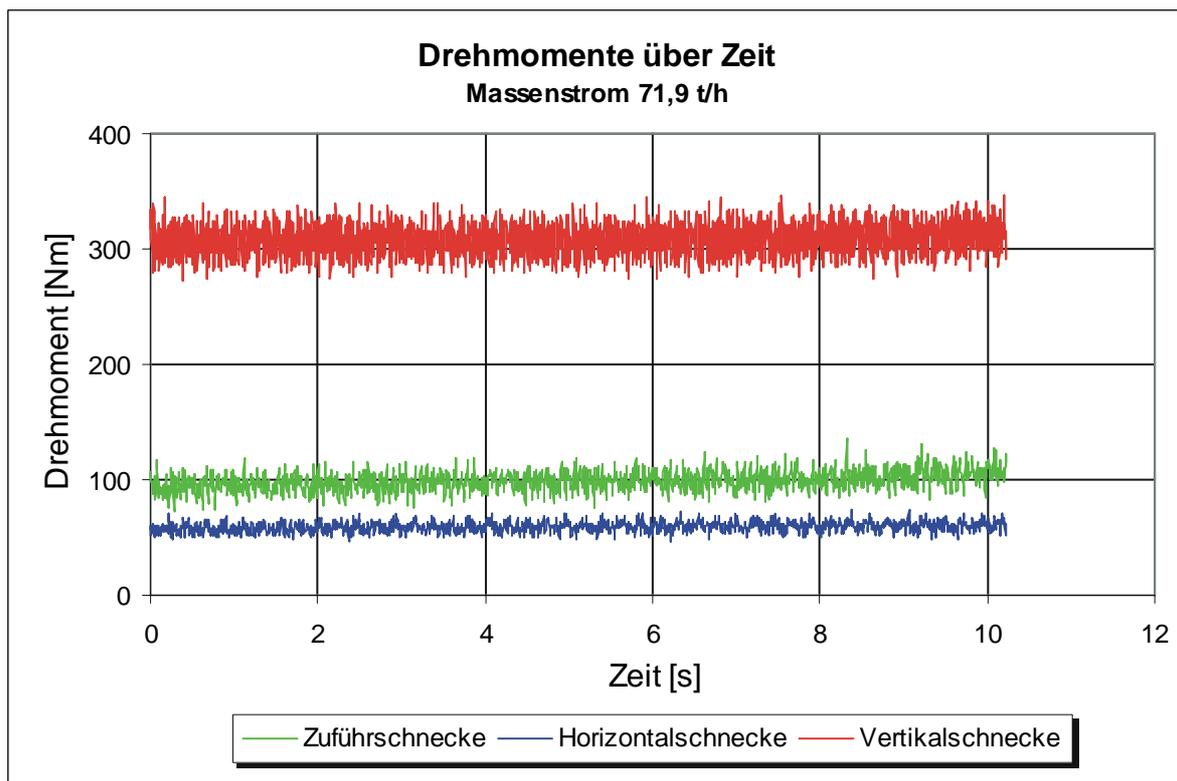


Abb. 6.16: Drehmomentverlauf über der Zeit, Fördergut Weizen

## 6.6.4 Auswertung Horizontalförderer

### 6.6.4.1 Betriebspunkte einer Versuchsreihe

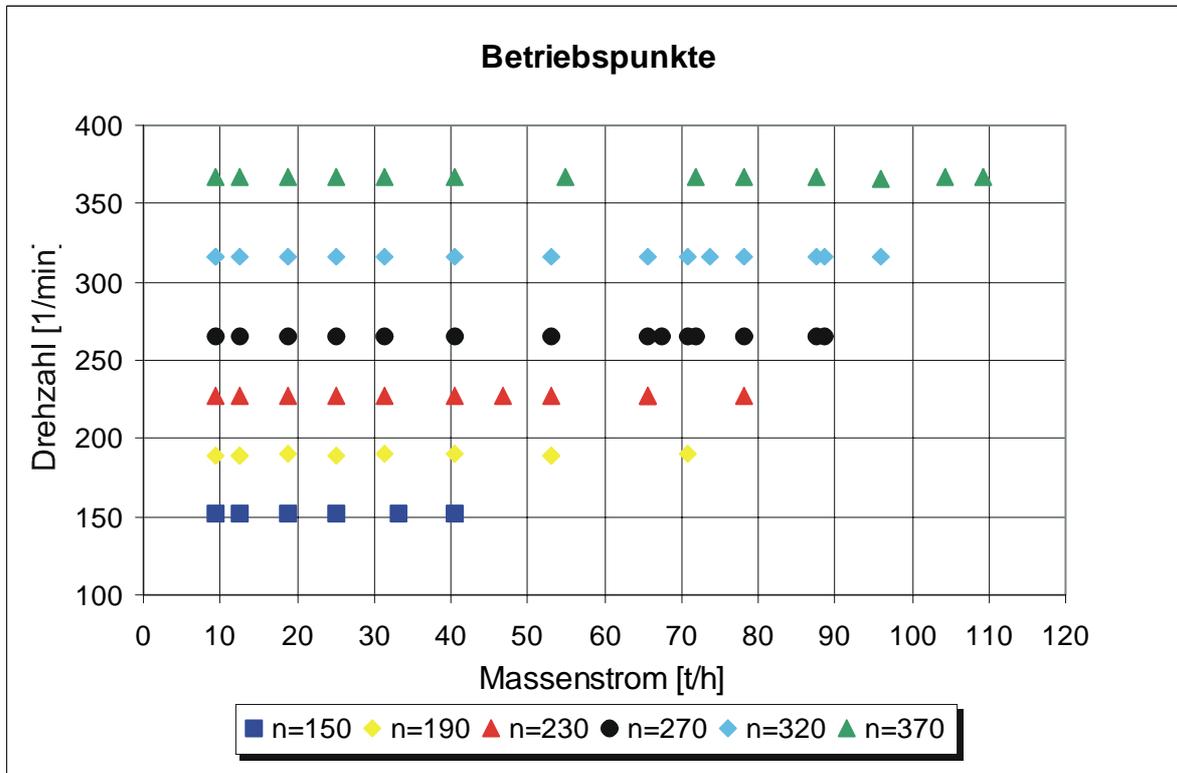


Abb. 6.17: Gemessene Betriebspunkte beim Horizontalförderer

In Abb. 6.17 sind für alle gefahrenen Drehzahlen des Horizontalschneckenförderers die geförderten Massenströme dargestellt. Sie stellen sämtliche gefahrene Betriebspunkte mit dem Versuchsgut Weizen dar.

## 6.6.4.2 Drehmoment über dem Füllungsgrad

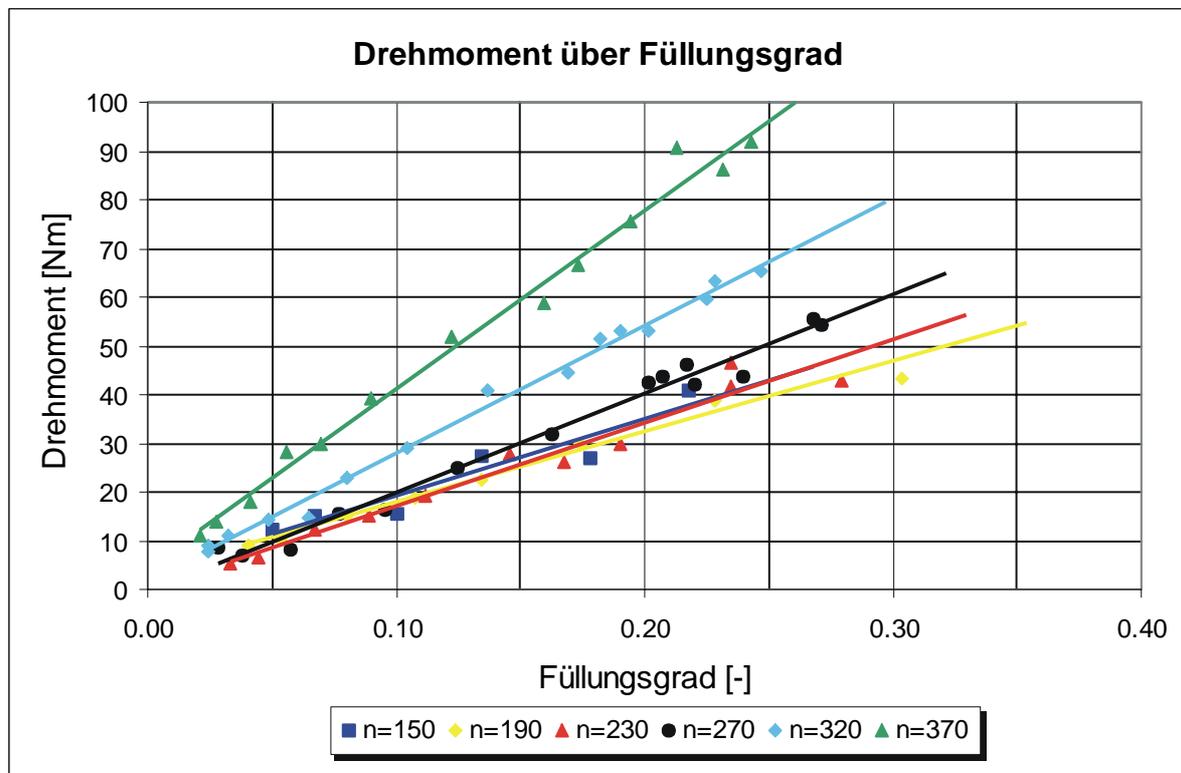


Abb. 6.18: Drehmoment über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

In Abb. 6.18 ist der Drehmomentverlauf über dem Schneckenfüllungsgrad für den Horizontalförderer aufgetragen. Betrachtet man die Drehmomentkurven aller Drehzahlen, so ist grundsätzlich ein Anstieg des Drehmomentbedarfs mit ansteigendem Füllungsgrad zu erkennen. Deutlich sichtbar ist jedoch auch eine weitere sehr auffällige Charakteristik. Betrachtet man Drehzahlen bis ca. 270 1/min, so fällt bei kleinen Füllungsgraden bis 10 % auf, dass sich die Drehmomentkurven überdecken, also in diesem Bereich keine Abhängigkeit von der Drehzahl vorhanden ist. Bei ansteigendem Füllungsgrad ist dagegen bereits bei diesen Drehzahlen eine deutliche Divergenz der Drehmomentkurven zu erkennen, da das Drehmoment mit steigender Drehzahl und steigendem Füllungsgrad ebenfalls zunimmt.

Bei Drehzahlen ab ca. 270 1/min ist neben einem mit der Drehzahl zunehmend steiler werdenden Anstieg des Drehmomentenbedarfs auch noch ein deutlich erhöhtes Anfangsmoment bei sehr kleinen Füllungsgraden zu erkennen. Dieses nimmt mit zunehmender Drehzahl überproportional zu.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das Drehmoment zur Förderung eines konstanten Füllungsgrades nicht konstant ist, sondern von der Drehzahl abhängig ist. Mit steigender Drehzahl nimmt deren Einfluss auf das erforderliche Antriebsmoment deutlich zu. Dies führt zu einer starken Vergrößerung des Drehmoments.

### 6.6.4.3 Leistung über dem Füllungsgrad

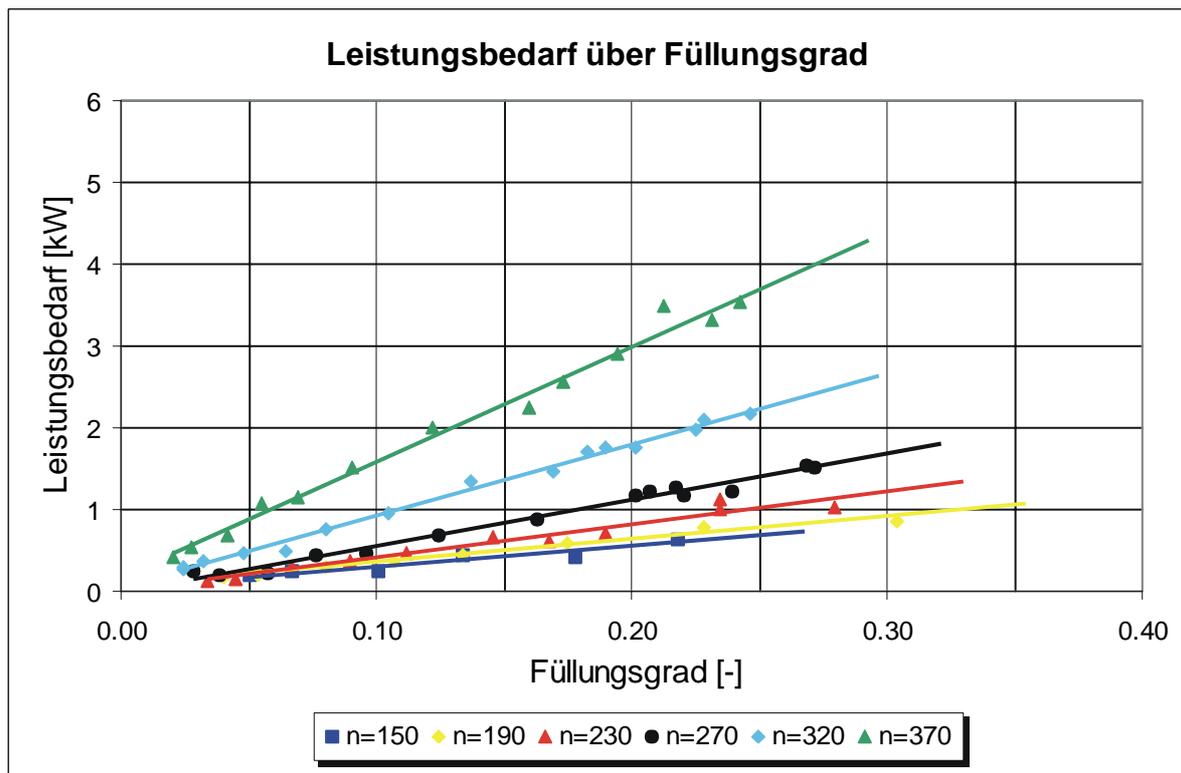


Abb. 6.19: Leistung über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Im Leistungsdiagramm sind erwartungsgemäß tendenziell ähnliche Verläufe wie im Drehmomentdiagramm zu erkennen. Allerdings sind hier die Steigungsunterschiede der Leistungskurven auf Grund der eingerechneten Drehzahl stärker ausgeprägt als im Drehmomentverlauf.

## 6.6.4.4 Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad

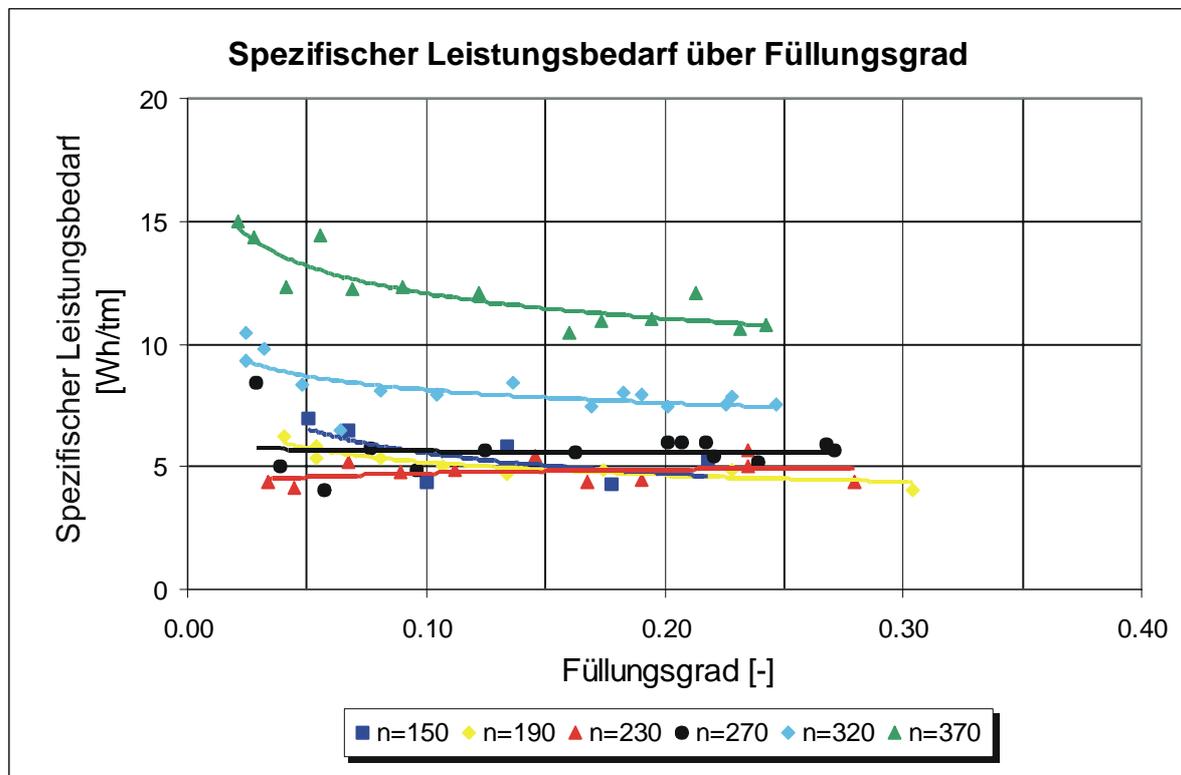


Abb. 6.20: Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Im Vergleich zu den Verläufen der absoluten Kenngrößen, wie Drehmoment und Leistung, weisen die Graphen der auf den Massenstrom und die Förderlänge bezogenen spezifischen Leistungen über dem Füllungsgrad ebenfalls charakteristische Kurvenverläufe auf. Der Verlauf der spezifischen Leistung kann ab einem Füllungsgrad von ca. 5 % nahezu als eine Konstante angesehen werden.

Auch kann ein Anstieg der Kurven im Bereich sehr kleiner Füllungsgrade festgestellt werden. Dies wird durch den in diesem Bereich stark reduzierten Massenstrom und die dazu relativ ansteigenden Spaltverluste begründet.

Dieses Verhalten ist unabhängig von der Drehzahl zu beobachten.

Die Größe des spezifischen Leistungsbedarfes ist in bestimmten Bereichen drehzahlabhängig. Betrachtet man kleine Füllungsgrade bis ca. 15 %, so sind ähnlich den

Drehmomentverläufen bei Drehzahlen unter 270 1/min große Kurvenüberdeckungen festzustellen.

Bei Drehzahlen ab 270 1/min sind deutlich erhöhte spezifische Leistungsbedarfe festzustellen. Diese nehmen mit der Drehzahl stark zu, so dass beispielsweise bei einer Drehzahl von 370 1/min und 10 % Füllungsgrad mehr als der doppelte spezifische Leistungsbedarf zur Förderung erforderlich ist. Insgesamt kann für alle Drehzahlkurven ab einem Füllungsgrad von ca. 15 % ein konstanter, also waagerechter Kurvenverlauf des spezifischen Leistungsbedarfs über dem Füllungsgrad festgestellt werden.

Im Folgenden werden wichtige Kurvencharakteristika zusammengefasst und erläutert:

- Der Verlauf einer Drehzahlkurve des spezifischen Leistungsbedarfes ist ab ca. 15 % Füllungsgrad trotz Zunahme des Drehmoments und des absoluten Leistungsbedarfes mit steigendem Füllungsgrad konstant. Grund dafür ist die in diesem Bereich direkt proportionale Zunahme des Massenstroms, auf den die spezifische Leistung bezogen ist, mit dem Füllungsgrad.
- Betrachtet man dagegen alle Drehzahlkurven, dann ist jeweils für konstante Füllungsgrade eine Zunahme der spezifischen Leistung erst ab Drehzahlen von ca. 270 1/min zu erkennen. Begründet werden kann dies mit einer bis Drehzahlen von 270 1/min direkt proportionalen Zunahme des Massenstroms mit der Drehzahl bei konstantem Drehmoment. Ab Drehzahlen von 270 1/min ist der aus dem Drehmomentkennfeld festgestellte überproportionale Anstieg des Drehmoments bei konstantem Füllungsgrad Grund für die Zunahme der spezifischen Leistung.

Der spezifische Leistungsbedarf, als eine auf den Massenstrom und die Förderlänge bezogene Größe, ist eine gut geeignete schüttgutspezifische Kenngröße zur Auslegung von horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderern.

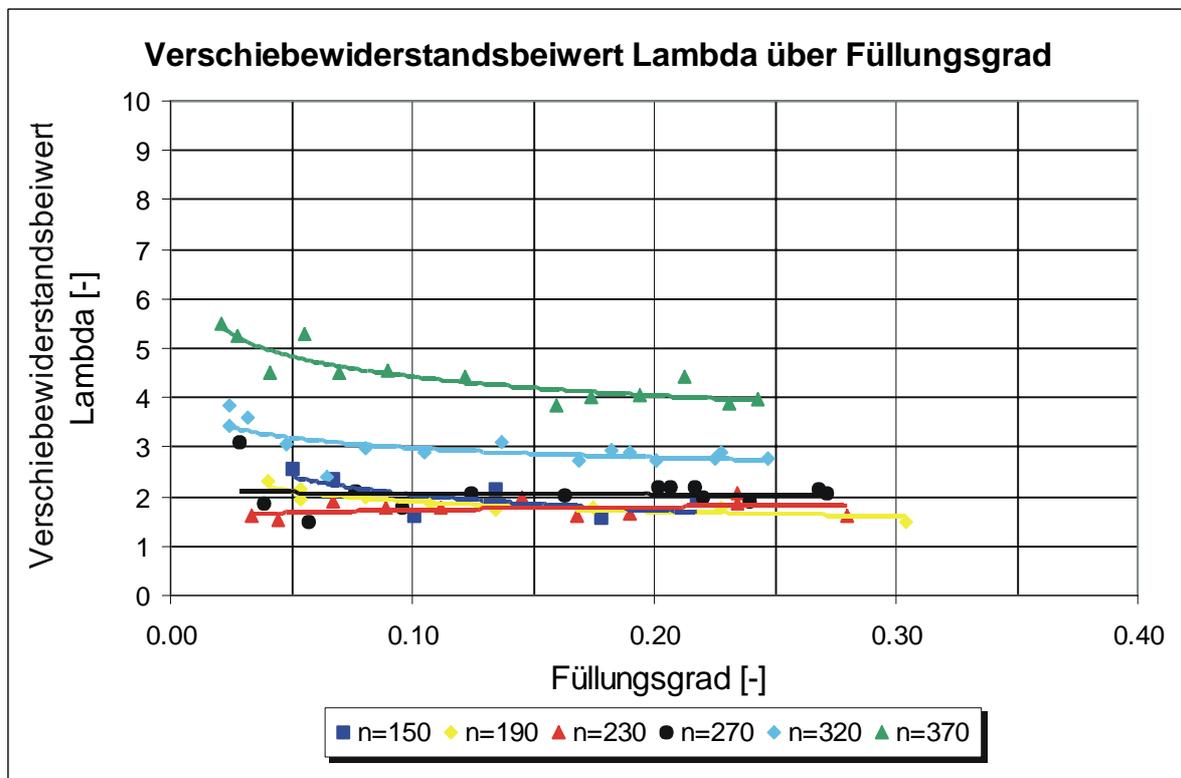
6.6.4.5 Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  über dem Füllungsgrad

Abb. 6.21: Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Aus der Auslegungsvorschrift von horizontalen Schneckenförderern nach DIN 15262 [DIN 15262] kann aus der bekannten gemessenen Antriebsleistung des Förderers durch Division durch den Massenstrom, die Förderlänge und den Ortsfaktor, die wichtigste und bekannteste Kenngröße zur Auslegung von horizontalen und leicht geneigten Schneckenförderern, der so genannte Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  berechnet werden. Dieser stellt, wie bereits erläutert, die Grundlage der Auslegung horizontaler und leicht geneigter (bis 20°) Schneckenförderer nach DIN 15262 dar.

Die direkten Vergleichsmöglichkeiten mit den in der DIN 15262 verwendeten Werte für den Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  machen die Darstellung der Verschiebewiderstandskennlinien für unterschiedliche Drehzahlen zum wichtigsten Auslegungshilfsmittel für horizontale Hochleistungs-Schneckenförderer. Mit dem Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  kann in Abhängigkeit von der Drehzahl direkt die erforderliche Antriebsleistung zur Förderung eines bestimmten Massenstroms berechnet werden.

Vergleicht man die in der DIN 15262 angegebenen Werte des Verschiebewiderstandsbeiwerts  $\lambda$  mit den gemessenen Werten für Weizen, dann sind auch hier zwei Betriebsbereiche zu unterscheiden:

Betriebsbereich 1:  $n < 270$  1/min

Für Drehzahlen bis 270 1/min und Füllungsgrade bis 30 % kann der  $\lambda$ -Wert für Weizen von 1,9 aus der DIN 15262 mit Hilfe der Versuchsreihen am Versuchsstand am Lehrstuhl **fml** bestätigt werden.

Betriebsbereich 2:  $n > 270$  1/min (bis 370 1/min)

Für Drehzahlen größer 270 1/min werden die  $\lambda$ -Werte für Weizen aus der DIN 15262 deutlich überschritten. So ist beispielsweise der  $\lambda$ -Wert bei einer Drehzahl von  $n=320$  1/min 2,8, bei einer Drehzahl von 370 1/min bereits 4,0.

#### 6.6.4.6 Verschiebewiderstandsbeiwert $\lambda$ über der Drehzahl

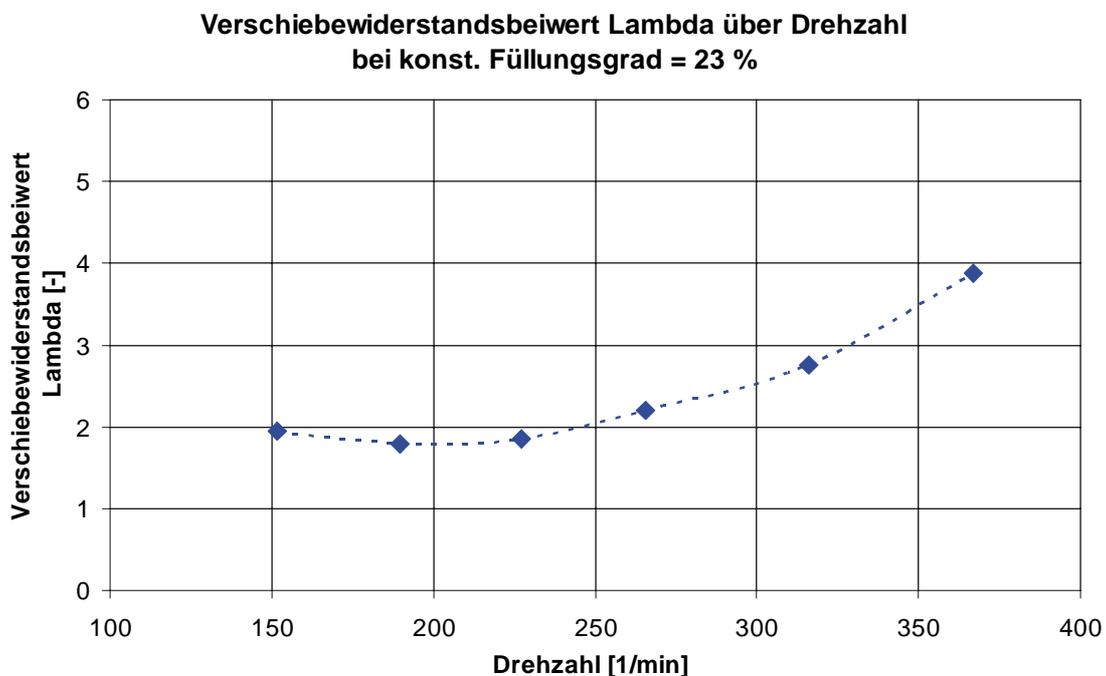


Abb. 6.22: Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$ , Fördergut Weizen

In Abb. 6.22 wird der Verlauf des Verschiebewiderstandsbeiwertes  $\lambda$  über der Drehzahl bei einem konstantem Füllungsgrad von 23 % dargestellt.

Aus diesem Diagramm ist der Anstieg des Verschiebewiderstandsbeiwertes bei Drehzahlen über 270 1/min deutlich zu erkennen.

### 6.6.5 Auswertung Vertikalförderer

#### 6.6.5.1 Betriebspunkte einer Versuchsreihe

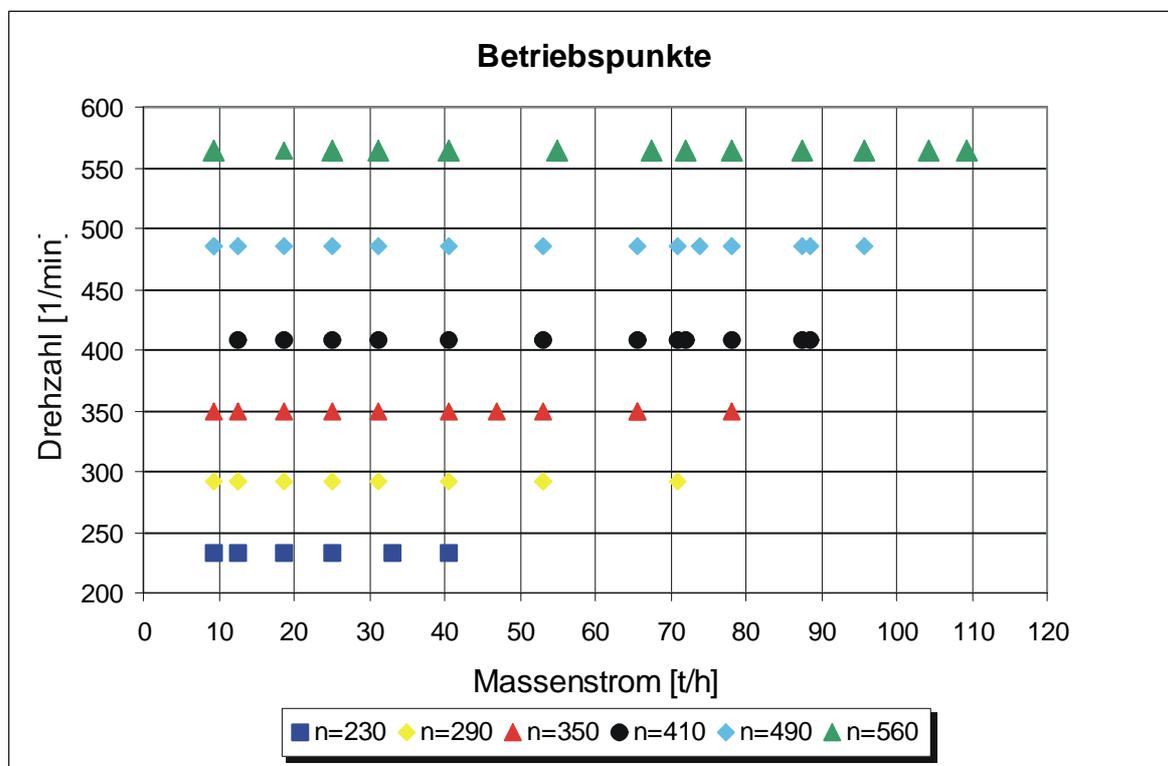


Abb. 6.23: Gemessene Betriebspunkte beim Vertikalförderer, Fördergut Weizen

In Abb. 6.23 sind alle gefahrenen Betriebspunkte für den Vertikalförderer dargestellt. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass mit steigenden Schneckendrehzahlen der Vertikalschnecke höhere Massenströme gefördert werden konnten. Der Grund hierfür ist im Einlaufbereich der Vertikalschnecke zu sehen. Es kann nur dann ein stationärer Betriebspunkt gefahren werden, wenn die Vertikalschnecke in der Lage ist, den von der Zuführschnecke bereitgestellten Massenstrom abzuführen. Gelingt das nicht, baut sich durch das nicht abtransportierte Gut ein Berg vor der Zuführschne-

cke auf. Dies hat zur Folge, dass das Antriebsdrehmoment der Zuführschnecke nicht mehr ausreicht, um gegen den Widerstand des Guthaufwerks Material in die Vertikalschnecke zu fördern. Die Zuführschnecke blockiert dadurch.

### 6.6.5.2 Drehmoment über dem Füllungsgrad

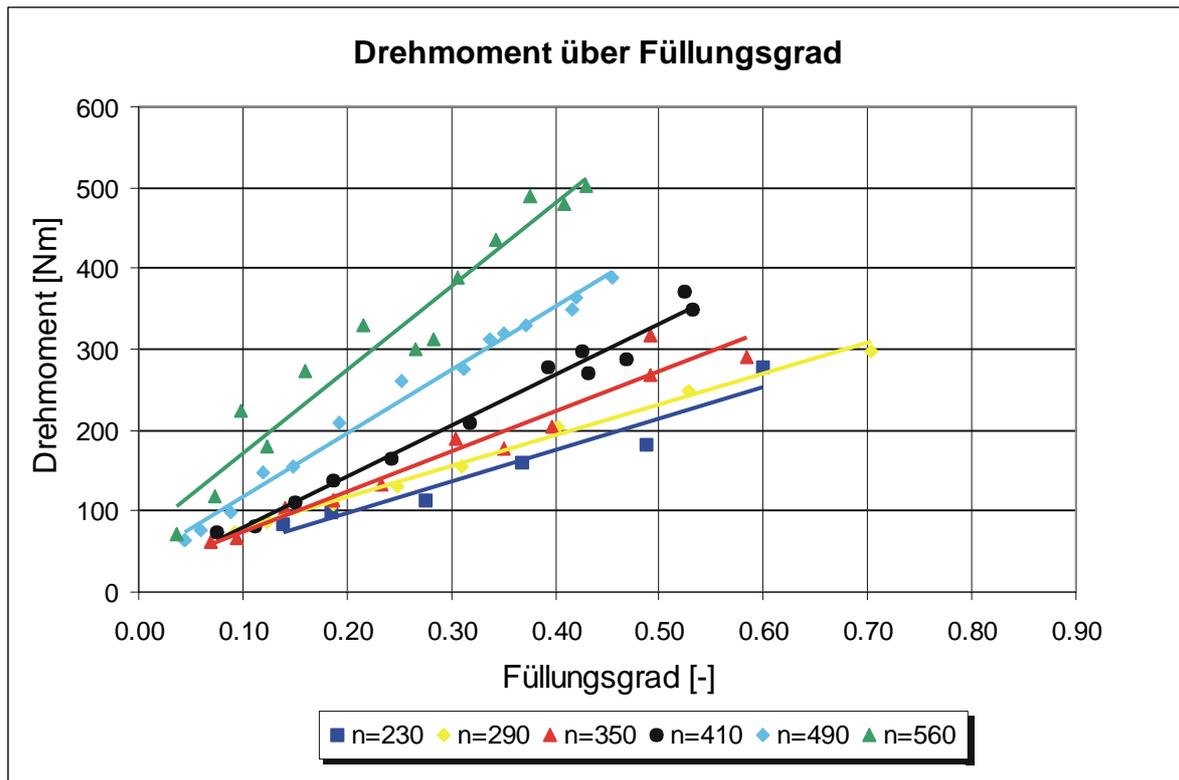


Abb. 6.24: Drehmoment über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

In Abb. 6.24 ist der Drehmomentverlauf über dem Schneckenfüllungsgrad für den Vertikalförderer aufgetragen. Betrachtet man die Drehmomentkurven aller Drehzahlen, so ist ebenso wie im horizontalen Bereich grundsätzlich ein Anstieg des Drehmomentbedarfs mit ansteigendem Füllungsgrad zu erkennen. Im Unterschied zum horizontalen Förderbereich, in dem in bestimmten Drehzahl- und Füllungsgradbereichen eine Überdeckung der Drehmomentkurven auftritt, ist im vertikalen Bereich eine klare Abhängigkeit des Drehmomentenbedarfs von der Drehzahl bei allen Füllungsgraden festzustellen. Die Steigung der Drehmomentkurven, also der Anstieg des Drehmoments über dem Füllungsgrad, ist für größere Schneckendrehzahlen größer. Allerdings ist zu erkennen, dass die Werte des Drehmoments für Drehzahlen

bis ca. 410 1/min bei Füllungsgraden von ca. 5 % ungefähr gleich groß sind. Mit zunehmenden Füllungsgrad zeigt sich ein divergenter Verlauf der Kurven.

Ab einer Drehzahl von ca. 410 1/min weisen die Drehmomentkurven bereits von Anfang an einen sprunghaft größeren Wert auf. Auch hier nimmt also der Drehmomentbedarf zur Förderung eines bestimmten konstanten Füllungsgrades mit steigender Drehzahl deutlich zu.

### 6.6.5.3 Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad

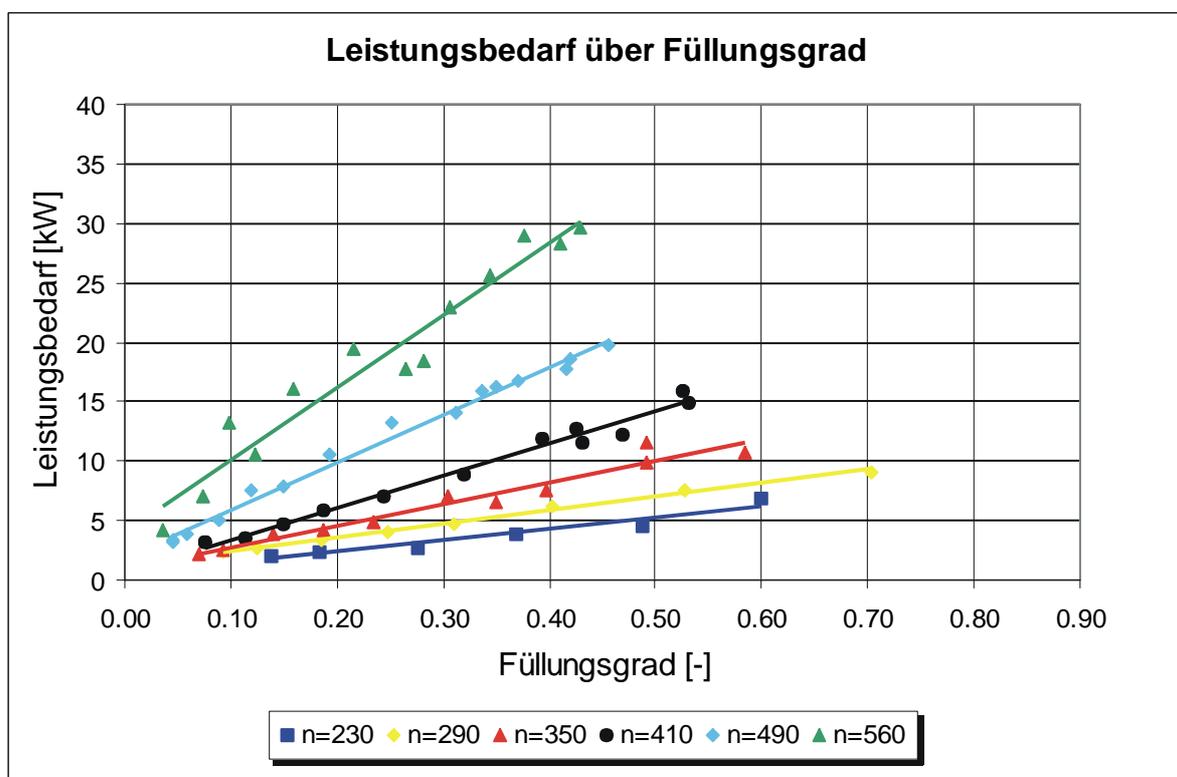


Abb. 6.25: Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Im Leistungsdiagramm sind tendenziell ähnliche Verläufe wie in dem Drehmomentdiagramm zu erkennen. Die Steigungsunterschiede der Leistungskurven in Abhängigkeit von der Drehzahl sind hier stärker ausgeprägt als im Drehmomentkennfeld.

#### 6.6.5.4 Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad

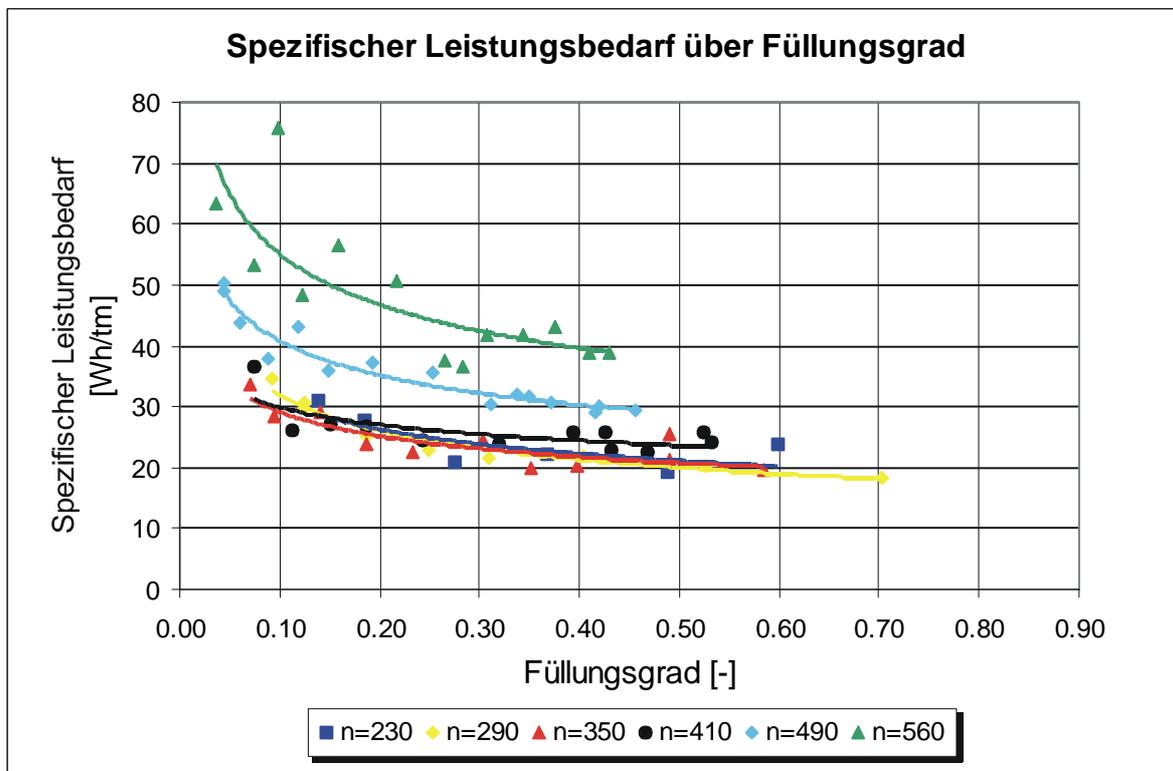


Abb. 6.26: Spezifischer Leistungsbedarf über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Wie im horizontalen Bereich, weist der Verlauf des, auf den Massenstrom und die Förderlänge bezogenen, spezifischen Leistungsbedarfes über dem Füllungsgrad einige charakteristische Merkmale auf.

Betrachtet man eine einzelne Drehzahlkurve, so ist auch hier der Verlauf der spezifischen Leistung bei steigenden Füllungsgraden für das Schüttgut Weizen für Füllungsgrade von 40 % bis 60 % konstant.

Im Gegensatz zur horizontalen Förderung nimmt der Verlauf des spezifischen Leistungsbedarfes bei Füllungsgraden unter 40 % deutlich zu. Dieses Verhalten ist unabhängig von der Drehzahl zu beobachten. Die Größe des spezifischen Leistungsbedarfes ist in bestimmten Bereichen drehzahlabhängig.

Im Drehzahlbereich bis 410 1/min sind Kurvenüberdeckungen festzustellen. Das heißt bei Drehzahlen bis 410 1/min sind trotz einer Zunahme des Drehmoments

keine nennenswerten Unterschiede im spezifischen Leistungsbedarf zu erkennen. Dies ist durch die proportionale Zunahme des Massenstroms mit der Drehzahl zu erklären.

Erst bei Drehzahlen über 410 1/min ist von Beginn an ein deutlich erhöhter spezifischer Leistungsbedarf erforderlich, da in diesem Bereich das Antriebsmoment nicht proportional mit steigender Drehzahl und dem Massenstrom zunimmt. Bei einem Füllungsgrad von 40 % ist beispielsweise der spezifische Leistungsbedarf bei einer Drehzahl 560 1/min fast doppelt so hoch wie bei 290 1/min. Die Kurve verläuft dabei annähernd parallel, allerdings nach oben versetzt. Der Anstieg der Kurven bei kleineren Füllungsgraden ist durch die in diesem Bereich im Verhältnis zum gesamten geförderten Massenstrom relativ großen Rieserverluste im Spalt zwischen der Schneckenwendel und dem Förderrohr zu erklären.

### **6.7 Fazit der experimentellen Untersuchungen**

Der experimentelle Teil dieser Arbeit stellt die Basis für die Entwicklung der gesuchten Kenngrößen/-felder dar. Es hat sich gezeigt, dass durch die spezielle Konstruktion der Versuchsanlage, verbunden mit der eingesetzten Messtechnik den Anforderungen dieser Zielsetzung auf optimale Weise Rechnung getragen wurde.

Basis der erfolgreichen Untersuchungen war die Möglichkeit unterschiedliche Einflussparameter auf die Förderung unabhängig voneinander zu variieren.

Es konnte so ermittelt werden, dass der bei der Förderung unterschiedlicher Schüttgüter auftretende Leistungsbedarf stark unterschiedlich war, jedoch ließen sich parallele Verhaltensmuster über den Betriebsbereich identifizieren. Dies erlaubt die Annahme, dass mit geeigneten Ähnlichkeitsgrößen und Koppelbedingungen eine allgemeinere Beschreibung der realen Vorgänge im Schneckenförderer möglich ist.

## **7 Grundlagen eines semi-empirischen Auslegungsverfahrens**

Ziel der vorliegenden AiF-Untersuchung ist die Entwicklung und empirische Ermittlung von schüttgutspezifischen Kenngrößen zur Auslegung des Leistungsbedarfes von Hochleistungs-Schneckenförderern für Schüttgut. Diese sollen eine Grundlage für eine praxistaugliche und realitätsnahe Auslegungsberechnung für diese Geräte bilden.

### **7.1 Grundlagen der Berechnung**

Um die bestehenden Probleme bei der Konzeption und Auslegung von Hochleistungs-Schneckenförderern zu lösen, ist es notwendig, eine Auslegungsberechnung sowohl für horizontale als auch für vertikale Förderer so zu gestalten, dass analytisch nicht oder nur sehr schwer zu integrierende Einflüsse abgebildet und eingebracht werden können. Dies erfordert eine neuartige Methode zur Charakterisierung unterschiedlicher Schüttgüter speziell für die Belange der Förderung in Schneckenförderern. Ein erster Schritt in diese Richtung ist sicherlich bereits in der bestehenden DIN 15262 für horizontale und leicht geneigte Schneckenförderer und dem dort eingeführten Verschiebewiderstandsbeiwert verwirklicht.

Dieser fiktive Reibbeiwert ist als konstanter Wert in der Lage, für einen definierten Bewegungszustand eine hinreichende Charakterisierung des geförderten Gutes hinsichtlich verschiedenster Verlustleistungsanteile zu bieten. Grundlage dafür ist die von der Gutart unabhängig rein translatorische Förderbewegung.

Bereits bei höheren Drehzahlen kann von dieser Annahme nicht mehr ausgegangen werden. Im horizontalen Förderer wird sich ab einer bestimmten kritischen Drehzahl ein Anteil des Gutes über die Schneckenwelle in die Kammer des davor liegenden Schneckenganges bewegen. Dieser Anteil muss folglich einen Teil der Förderstrecke „nochmals“ zurücklegen, die effektive Geschwindigkeit in Förderrichtung sinkt ab, bei gleich bleibendem Volumenstrom wird sich ein höherer Füllungsgrad einstellen. Wie groß der Anteil des über die gesamte Förderstrecke übergeworfenen Materials ist, hängt von einer Vielzahl von Gut- und Betriebsparametern ab. Innerhalb einer Sensitivitätsanalyse muss der Grad der Beeinflussung festgestellt werden und die Ein-

flussgrößen müssen als Parameter in die Kenngrößen zur Leistungsberechnung eingehen.

Da sich die Eingangsgrößen gegenseitig beeinflussen, ist es notwendig, fiktive, theoretische Größen - beispielsweise für den Füllungsgrad - einzuführen, die auf einfache Art und Weise vom Projektteur berechnet werden können. Diese müssen nicht mit den tatsächlichen oder effektiven Werten übereinstimmen, sondern sollen nur als Eingangsparameter einer Berechnung dienen.

Die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit beschäftigten sich mit der Entwicklung einer derartigen Kenngröße. Zu diesem Zweck wurden zahlreiche experimentelle und theoretische Untersuchungen durchgeführt. Innerhalb des vorliegenden Berichts sollen die Ergebnisse dieser Untersuchungen und die dabei gewonnenen Erkenntnisse am Beispiel des Gutes Weizen dargestellt werden. Die charakteristischen Größen dieses Versuchsgutes können aus Tabelle 6.6 entnommen werden, die technischen Daten der Versuchsanlage sind in Tabelle 6.1 angegeben.

### **7.2 Semi-empirische Auslegungsverfahren in der Technik**

In der Technik konnten sich in vergleichbaren Problemfällen bereits empirische Komponenten innerhalb von Auslegungsverfahren etablieren. So wird beispielsweise bei der Auslegung von Becherwerken die spezifische Schöpflleistung mit Hilfe eines empirischen Kennwertes bestimmt. Dazu wird für ein Referenzbecherwerk bekannter geometrischer Abmaße ein Kennfeld im Versuch ermittelt. Für dieses Referenzbecherwerk kann man die spezifische Schöpfarbeit für bekannte Betriebsparameter ermitteln. Anschließend wird über geometrische Koppelbedingungen auf das auszuliegende Becherwerk umgerechnet.

Es zeigt sich, dass dieses Vorgehen oftmals die einzige Möglichkeit bietet, die Schöpfarbeit mit hinreichender Genauigkeit vorherzubestimmen. Eine analytische Berechnung ist auf Grund der komplexen Zusammenhänge und wegen des hier ebenfalls sehr hohen Einflusses der spezifischen Eigenschaften des Fördergutes nicht möglich.

Auch in anderen Bereichen, beispielsweise bei der Auslegung von spanenden Werkzeugmaschinen, wird seit vielen Jahren eine Mischform von analytischen Grundlagen und empirisch ermittelten Kennwerten zur Auslegung verwendet.

Diese Mischform erlaubt es auch in einigen Fällen die zwar bekannten, aber extrem komplexen und nur mit beträchtlichem Rechenaufwand nutzbaren analytischen Auslegungsmodelle in eine praxistaugliche und anwenderfreundliche Form zu überführen. Speziell im Falle des vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers ist die nur schwer nutzbare analytische Lösung des Berechnungsmodells für viele Unternehmen nicht anwendbar. Zur Lösung dieses Problemfeldes sollen im Folgenden Lösungsvorschläge gemacht werden.

### **7.3 Horizontaler Hochleistungs-Schneckenförderer**

Im Falle des horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderers liegt mit der DIN 15262, auf die bereits ausführlich eingegangen wurde, ein Berechnungsverfahren vor, das einen semi-empirischen Ansatz verwirklicht hat. Durch Zuhilfenahme empirisch zu ermittelnder Kennwerte konnte hier eine leicht zu handhabende Berechnungsvorschrift etabliert werden.

Es gilt nun im Rahmen dieser Arbeit das Verfahren so weit weiterzuentwickeln, dass es auf einen maximalen Betriebsbereich angewendet werden kann. Es sollen dazu die Berechnungsmethoden der DIN weiterverwendet werden. Allerdings kann dabei nicht mehr von einem über alle Betriebs- und Konstruktionsparameter konstanten Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  ausgegangen werden. Während der Untersuchungen war dabei das Hauptziel, die Berechnung im Sinne der DIN beizubehalten und keine unnötig komplexen Rechenalgorithmen einzuführen. Weiterhin werden die Bereiche abgegrenzt, in denen die DIN 15262 über ihren eigentlichen Gültigkeitsbereich in ihrer bereits vorliegenden Form unverändert verwendet werden kann.

Auf Grund der Konstruktion der Versuchsanlage beschränkt sich der untersuchte Bereich auf den Fall des horizontalen, nicht aber auf den leicht geneigten Hochleistungs-Schneckenförderer. Eine Untersuchung zum Einfluss der Schneckensteigung wird auf Basis der vorliegenden Arbeit in der Folge des aktuellen Projektes

durchgeführt. In einem ersten Schritt kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die entwickelten Grundlagen durchaus auch im Bereich des leicht geneigten Förderers anzuwenden sind, es ist dabei lediglich - wie auch in der Norm - eine entsprechende Reduktion des Füllungsgrades zu berücksichtigen.

Weiterhin hat sich im Rahmen der Versuche herausgestellt, dass die Förderung bei hohen bis sehr hohen Drehzahlen weit weniger gestört wird und damit von der rein translatorischen Bewegung nicht so stark abweicht wie angenommen. Dies hatte allerdings den Nebeneffekt, dass sich bei hohen Drehzahlen nur sehr niedrige Füllungsgrade mit den Möglichkeiten des zufördernden vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers erreichen ließen. Auch diese Untersuchung wird nach einer Überarbeitung der Versuchsanlage im Rahmen eines Nachfolgeprojektes des aktuellen Untersuchungsvorhabens durchgeführt.

### 7.3.1 Berechnung der Förderbewegung

Zur Auslegung eines horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderers gehört neben der Vorausberechnung des erforderlichen Antriebsmomentes auch die Bestimmung des förderbaren Massenstromes bei gegebenen Konstruktions- und Betriebsparametern. In der Praxis wird die Aufgabenstellung häufig sein, für einen zu fördernden Massenstrom ein geeignetes Fördergerät in optimal abgestimmter Konfiguration auszuwählen. Da es, wie bereits eingehend beschrieben, starke Interaktionen zwischen den Einflussfaktoren auf Förderstrom und -bewegung gibt, ist dazu im Allgemeinen ein iteratives Vorgehen notwendig.

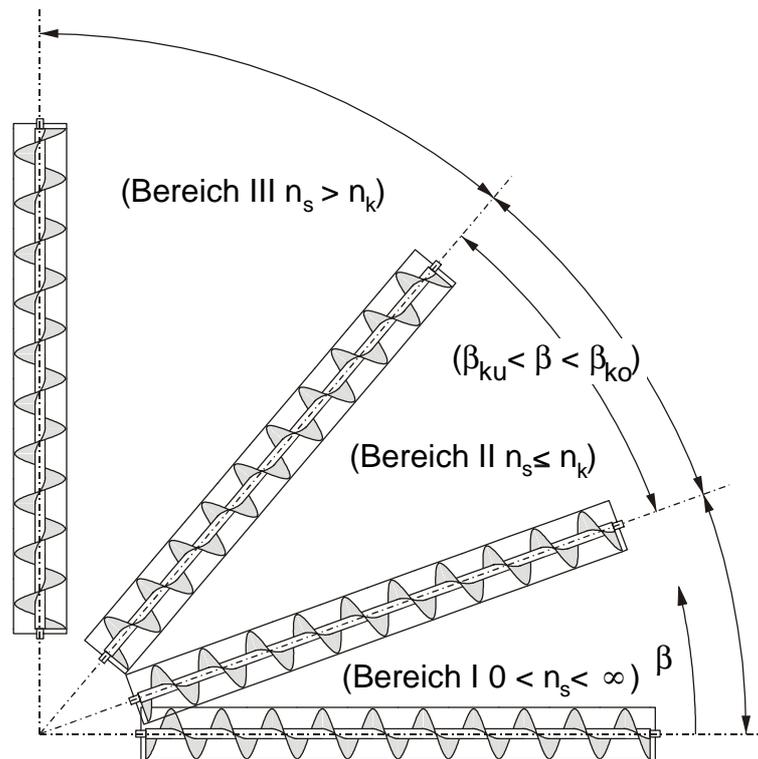


Abb. 7.1: Einteilung des Fördervorganges bei Schüttgut in drei charakteristische Bereiche, analog zur Einzelkörperförderung

Bereits Vollmann [Voll-00] hat für den horizontalen und leicht geneigten Schneckenförderer, der mit über die DIN 15262 hinausgehenden Drehzahlen betrieben wird, den so genannten Bereich II beschrieben, in dem eine analytische Berechnung nicht mehr möglich ist. Grund dafür sind ein nicht oder nur schwer quantifizierbarer Anteil des Volumenstromes, der über die Welle geworfen wird und ein erhöhter Massenverlust im Spalt zwischen Wendel und Welle. Beides führt zu einer Erhöhung der Füllung des Förderers ohne den Massenstrom zu erhöhen; ein Teil des Gutes muss quasi mehrfach gefördert werden. Dies führt neben der Steigerung des Füllungsgrades auch zu einem erhöhten Leistungsbedarf bei der Förderung.

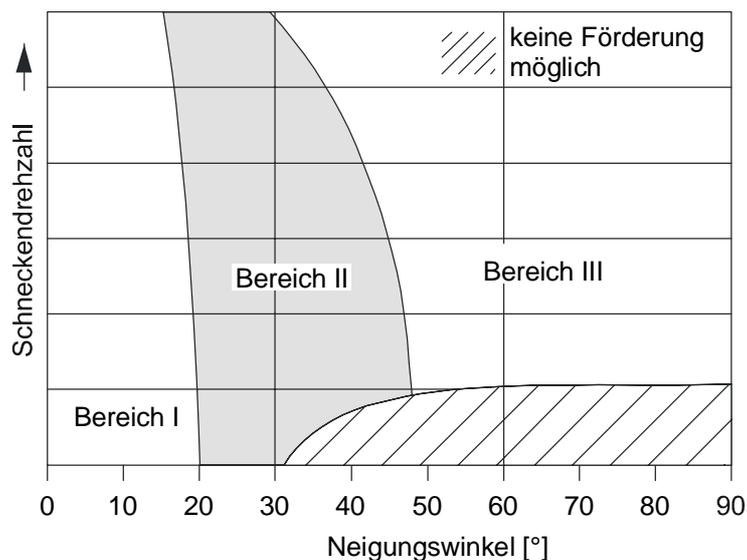


Abb. 7.2: Die qualitative Einteilung in die Bereiche I, II und III unterschiedlicher Förderbarkeit in Abhängigkeit von Neigungswinkel und Drehzahl nach Vollmann

Da innerhalb der vorliegenden Arbeit nicht auf die Förderbewegung und deren Charakteristika über den Betriebsbereich des Förderers eingegangen wird, wird im folgenden ein Vorschlag zur Auslegung innerhalb des Bereiches II gemacht, ohne die Änderung des Förderverhaltens rechnerisch zu berücksichtigen.

### 7.3.1.1 Berechnung der axialen Vorschubgeschwindigkeit

Analog wie in Kapitel 5.1 für den Betriebsbereich der DIN 15262 beschrieben, wird auch im Falle des neuen, semi-empirischen Auslegungsverfahrens für Hochleistungs-Schneckenförderer vorgegangen. In einem ersten Schritt ist es notwendig, zur Berechnung des Bewegungsverhaltens in der Schneckenkammer die Geschwindigkeit abzuschätzen, mit der das Gut in axialer Richtung bewegt wird. Wie oben beschrieben ist dies auf Grund des nicht analytisch quantifizierbaren Anteils von Fördergut, das über die Welle geworfen wird, nicht ohne weiteres möglich.

Um eine Basis für die Eingangsgrößen des neuen Berechnungsverfahrens zu bilden, sollen deshalb theoretische Größen eingeführt werden, die leicht berechenbar sind.

Dazu wird entgegen den realen Bedingungen von einem ungestörten rein translatorischen Bewegungsverhalten ausgegangen. Damit gilt auch in diesem Fall:

$$v_{axial,theo} = s_1 \cdot n \quad (7.1)$$

### 7.3.1.2 Berechnung des Füllungsgrades

Anders als in der DIN 15262 wird wohl in der Praxis häufig anhand eines zu fördernden Massenstromes und einer gewählten Förderergeometrie der daraus resultierende Füllungsgrad zu berechnen sein. Mit der oben angegebenen theoretischen Vorschubgeschwindigkeit kann dieser im Sinne eines „theoretischen Füllungsgrades“ über den Zusammenhang

$$\varphi_{theo} = \frac{A_{theoretisch}}{A_{Kammer}} = \frac{I_m}{\rho_s \cdot v_{axial,theo} \cdot \frac{d_1^2}{4} \cdot \pi} \quad (7.2)$$

für den Fall des Hochleistungs-Schneckenförderers berechnet werden. Für eine genaue Kenntnis des Bewegungsverhaltens oder die Vorgänge im Förderer ist dies unzulässig, der Füllungsgrad wird hier jedoch lediglich als Ausgangsgröße für die spätere Leistungsberechnung und dabei vor allen Dingen zum Ermitteln der in Kennfeldern abgelegten Kennwerte benötigt.

Das Überwurfverhalten wird ab einem bestimmten Füllungsgrad  $\varphi$  und einer Drehzahl  $n$  dazu führen, dass bei einem weiteren Anstieg des Massenstromes  $I_m$  der Füllungsgrad nicht mehr linear, sondern progressiv mit diesem zunehmen wird. Die experimentellen Untersuchungen haben hier gezeigt, dass dieses progressive Verhalten jedoch erst bei Drehzahlen weit oberhalb der in der DIN genannten Obergrenzen beginnt. Es ist aber auch dann nicht von einem extremen Anstieg des Füllungsgrades auszugehen, so dass eine Gefahr von Verstopfungen in jedem Fall bei Einhaltung eines theoretischen Füllungsgrades von weniger als 45 % bis 50 % ausgeschlossen werden kann. Auf eine genauere Betrachtung, speziell des Bereiches knapp oberhalb der DIN Grenzen, wird später noch ausführlich eingegangen.

## 7.3.2 Leistungsberechnung

Auch für die Leistungsberechnung kann weitreichend auf die Berechnungsmethoden der DIN 15262 zurückgegriffen werden. Um eine Durchgängigkeit im Sinne einer

Erweiterung der bestehenden DIN 15262 erreichen zu können, soll hier in einer ersten Annahme wiederum die Normalkraft des Gutes als Bezugsgröße verwendet werden. Nachdem aber auch hierfür genau genommen eine exakte Beschreibung des Gutverhaltens notwendig wäre, muss eine auf Grundlage der bisher berechneten theoretischen Größen gebildete Normalkraft als Bezugsgröße herangezogen werden.

Diese berechnet sich mit dem vorgegebenen Massenstrom  $I_m$  zu

$$F_{normal,theo} = \frac{I_m \cdot L \cdot g}{v_{axial,theo}} \quad (7.3)$$

Aus den empirisch ermittelten Kennfeldern kann nun mit den Parametern Füllungsgrad und Drehzahl ein für den momentanen Förderfall zutreffender Wert für den Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  ausgelesen werden.

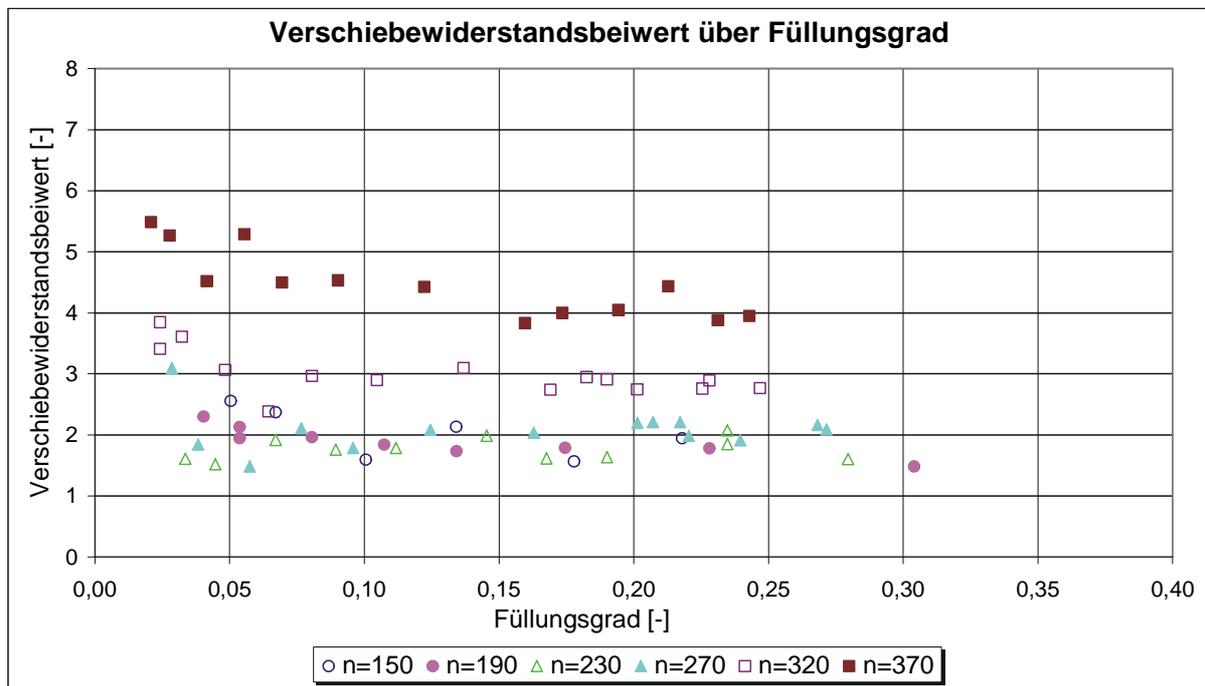


Abb. 7.3: Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  für Weizen bei der Förderung mit einem horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderer

Durch Multiplikation von  $\lambda$  mit der berechneten theoretischen Normalkraft kann nun der Leistungsbedarf des schnelldrehenden Hochleistungs-Schneckenförderers ermittelt werden.

$$P_{HLS} = \lambda \cdot I_m \cdot L \cdot g \quad (7.4)$$

### 7.3.3 Erweiterungsbereich der DIN 15262

In einem ersten Schritt war das Ziel der Untersuchung, die tatsächlichen Grenzen der DIN 15262 festzustellen. Dabei kann davon ausgegangen werden, dass bis zu einer durch die Betriebsparameter relativ starr definierten Grenze tatsächlich eine rein translatorische Förderung stattfindet. Darüber hinaus werden sich Sekundäreffekte, wie Gutumwälzungen und Zurückfallen eines Teils der Schneckenkammerfüllung soweit verstärken, dass auch der dadurch verursachte zusätzliche Leistungsbedarf zu berücksichtigen ist.

Die im Rahmen des vorliegenden Forschungsprojektes gewonnenen Messergebnisse konnten den bereits in der DIN 15262 angegebenen Wert von 1,9 für den Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  im unteren Drehzahlbereich bestätigen.

Betrachtet man vor diesem Hintergrund allerdings Abb. 7.4, so wird offensichtlich, dass die benötigte Leistung nicht lediglich bis zu der in der DIN 15262 genannten Grenze von ca. 110 1/min direkt proportional zu dem geförderten Massenstrom ist und damit der Verschiebewiderstandsbeiwert konstant bei 1,9 liegt. Es ist ersichtlich, dass bis zu einer Drehzahl von etwa 270 1/min der Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  mit guter Näherung als konstant mit dem in der DIN angegebenen Wert angenommen werden kann. Erst darüber zeigt sich ein überproportionaler Anstieg des Leistungsbedarfes.

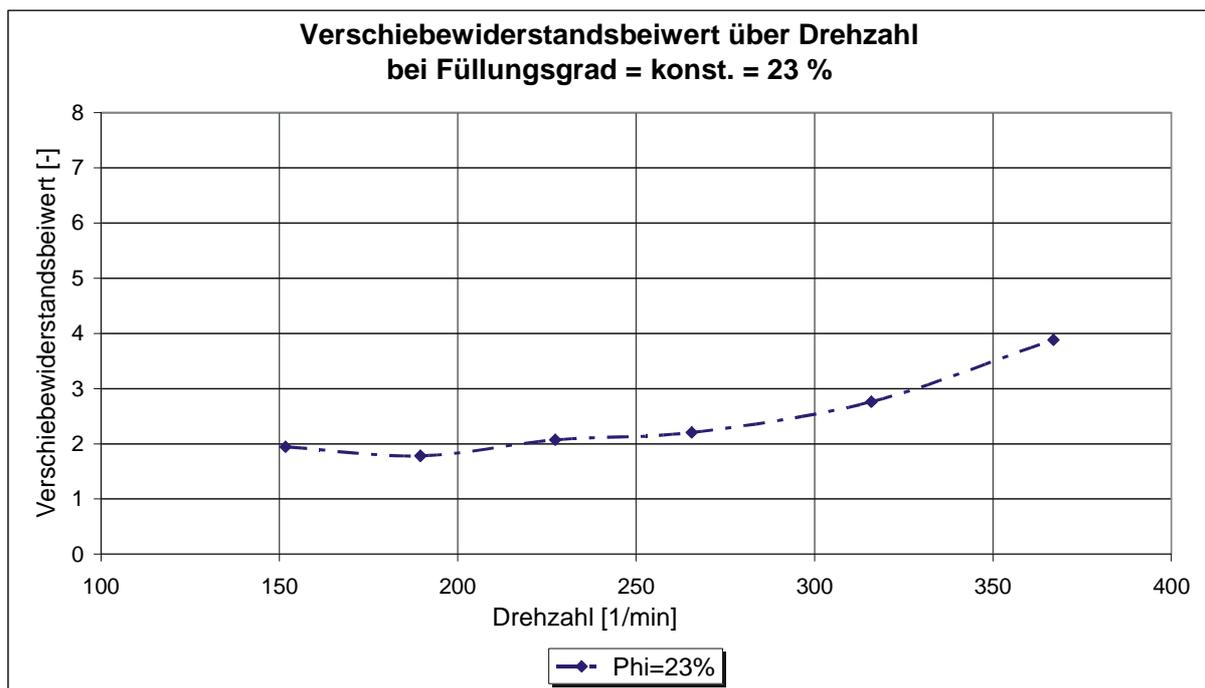


Abb. 7.4: Verlauf des Verschiebewiderstandsbeiwertes  $\lambda$  über dem Füllungsgrad  $\varphi$  bei veränderlicher Drehzahl  $n$  im horizontalen Förderer

Dies lässt den Rückschluss zu, dass bis zu dieser Grenze ein Förderverhalten, wie es der DIN 15262 als Annahme zu Grunde liegt, als zutreffend angenommen werden kann. Erst im Drehzahlbereich darüber muss ein durch die oben beschriebenen Effekte verursachter, zusätzlicher Verlustleistungsanteil berücksichtigt werden.

Die Lage der Grenze, bezogen auf die Drehzahl des Förderers, ist sicherlich nur für die Abmessungen des im Versuch eingesetzten Förderers gültig. Wie im folgenden Unterkapitel noch eingehender beschrieben, kann eine geeignete Ähnlichkeitsgröße nur durch Messungen bei Variation der Konstruktionsparameter ermittelt werden. Dies wird in der Nachfolge des aktuellen Forschungsvorhabens an einer dafür modifizierten Versuchsanlage durchgeführt werden.

### 7.3.4 Ähnlichkeitsgrößen und Einflussfaktoren

Natürlich ist bei einem Vorgehen mit empirisch ermittelten Kennwerten eine eingehende Untersuchung der speziellen Einflussfaktoren im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse unerlässlich, oftmals müssen zur problemlosen Umrechnung geeignete Ähnlichkeitsgrößen gefunden werden. Die wichtigsten Einflussgrößen beim Betrieb von horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderern sind außer den

von horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderern sind außer den Betriebsparametern wie Drehzahl und Füllungsgrad auch die geometrischen Abmaße der Anlage.

Im Falle des Füllungsgrades ist bereits eine Einflussgröße so gewählt, dass im Sinne einer Ähnlichkeitsabbildung unterschiedliche Geometrien berücksichtigt sind. Anders verhält sich dies mit der Drehzahl des Förderers. So zeigen bereits die von der DIN 15262 vorgeschlagenen Drehzahlen, dass die Geometrie des Förderers wesentlichen Einfluss auf das Verhalten des Gutes während der Förderung bei bestimmten Drehzahlen hat. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchung konnte in einem ersten Schritt das grundlegende Verhalten des Gutes bei der Förderung in horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderern geklärt werden. Die Erkenntnisse dienen als Grundlage und erlauben eine zielgerichtete Untersuchung hinsichtlich des Einflusses der Geometrie und der Schneckenneigung ( $0^\circ$  bis  $20^\circ$ ).

Als mögliche Ähnlichkeitsgrößen oder Koppelbedingungen erscheint es sinnvoll, die Ganghöhe und die Umfangsgeschwindigkeit der Schneckenwendel am Außenradius in Betracht zu ziehen. Bei hohen Drehzahlen wird sich sicherlich eine verstärkte Neigung, das Gut in eine Rotationsbewegung zu versetzen, einstellen. Diese wird sicher mit steigendem Außendurchmesser der Wendel noch unterstützt. Dabei wirkt sich eine größere Ganghöhe in sofern zusätzlich verstärkend aus, als dadurch eine größere Reibkraft von der Wendel auf das Fördergut übertragen werden kann.

### 7.3.5 Spezifischer Leistungsbedarf

Eine weitere in der Technik bereits etablierte spezifische Größe, die dazu dient den Leistungsbedarf unterschiedlicher Gerätschaften zu vergleichen, ist der spezifische Leistungsbedarf (s. Abb. 7.5). Dieser stellt die zur Förderung von 1 t/h Fördergut über eine Förderlänge von einem Meter notwendige Leistung dar.

Für den Fall des horizontalen Schneckenförderers ergibt sich damit der Zusammenhang:

$$P_{spez} = \frac{P_{tat}}{I_m \cdot L} \quad (7.5)$$

Vergleicht man dies mit der aus der DIN 15262 bekannten Gleichung (5.11) zur Leistungsberechnung eines horizontalen Schneckenförderers

$$P = F_R \cdot v = I_m \cdot g \cdot \lambda \cdot L \quad (7.6)$$

so fällt auf, dass im Falle des horizontalen Schneckenförderers der Zusammenhang

$$P_{spez} = g \cdot \lambda \quad (7.7)$$

gilt.

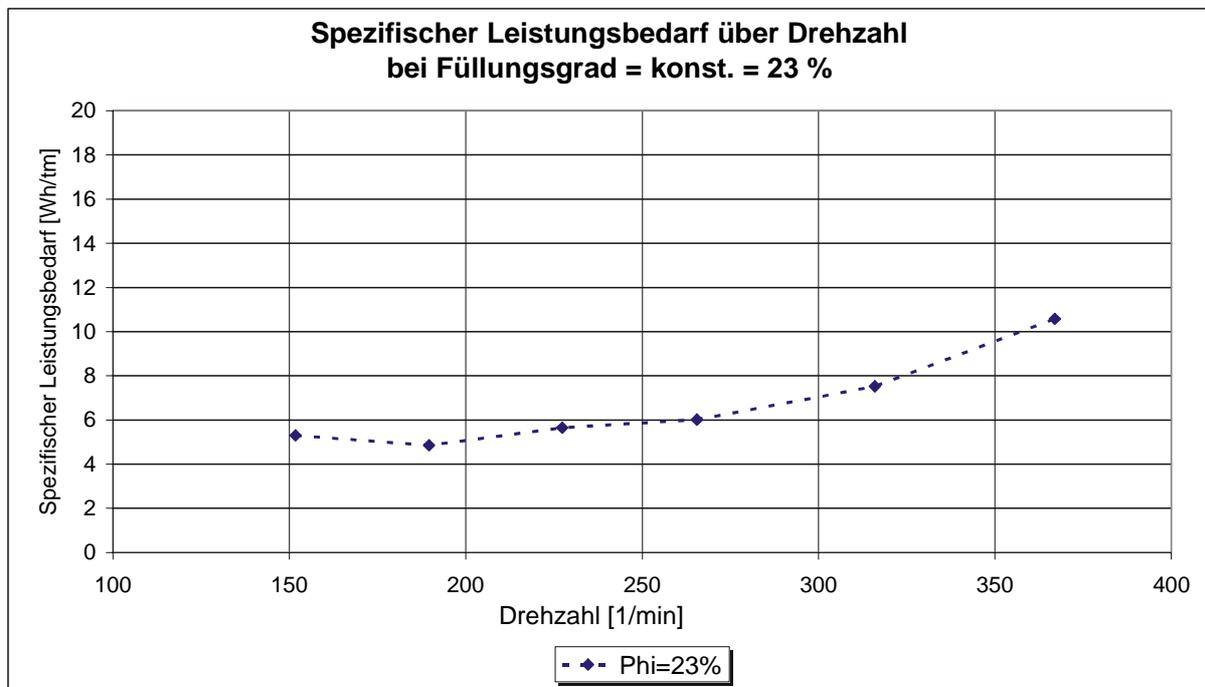


Abb. 7.5: Verlauf des spezifischen Leistungsbedarfes über der Drehzahl  $n$  bei stets konstantem Füllungsgrad  $\varphi$  im horizontalen Förderer

Durch die unterschiedlichen Größenordnungen der Einheiten – der spezifische Leistungsbedarf wird gemeinhin mit der Einheit Wh/tm angegeben, währenddessen sich  $\lambda$  in der oben beschriebenen Form auf einen Massenstrom der Einheit t/s und eine Leistung in kW bezieht – müssen die Zahlenwerte noch mit einem Korrekturfaktor 3,6 auf gleiche Einheiten gebracht werden. Es überrascht somit nicht, dass bis auf einen konstanten Faktor Abb. 7.4 der Abb. 7.5 entspricht.

### 7.4 Vertikaler Hochleistungs-Schneckenförderer

Wesentlich komplexer und damit auch in ihrer Beschreibung schwieriger sind die Vorgänge während der Förderung im vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderer. Problematisch für die Auslegung eines solchen Gerätes zeigte sich in der Vergangenheit, dass die dafür geeigneten Rechenverfahren nur mit erheblichem Aufwand und mit Einsatz von hochwertigen Rechnersystemen verwendet werden können. Es soll im Rahmen dieser Arbeit außer auf die Leistungsberechnung der Fördergeräte auch auf Verfahren eingegangen werden, die ohne wesentliche Einbußen an Genauigkeit, eine einfachere Handhabung der bekannten und verifizierten Rechenmodelle erlauben.

#### 7.4.1 Berechnung der Förderbewegung

Wie bereits eingehend beschrieben, dient als Grundlage der vorliegenden Untersuchung die Abbildung des Förderverhaltens in vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderern mit Hilfe eines Mehrkörperverfahrens. Allerdings kann zur Leistungsberechnung unter Berücksichtigung der durch die Vereinfachung verursachten Abstriche in der Genauigkeit jedes andere Modell von vertikalen Schneckenförderern verwendet werden, mit dessen Hilfe die Bezugsgröße des semi-empirischen Modells berechnet werden kann. Es soll im Folgenden untersucht werden, welchen Einfluss Näherungslösungen oder vereinfachte Modelle auf die Genauigkeit der Einzelnen Ergebnisse haben.

Für eine genaue Beschreibung der Gutbewegung in der Schneckenkammer ist grundsätzlich die Kenntnis verschiedener Parameter erforderlich. Der Nutzer wird zu Beginn der Auslegungsrechnung vermutlich den Massenstrom, der zu fördern ist, und das zu fördernde Gut mit seinen spezifischen Eigenschaften vorgeben. Oftmals sind auf Grund der räumlichen Gegebenheiten auch Voraussetzungen an die Förderergeometrie zwingend vorgeschrieben. Die Erfahrung hat zusätzlich gelehrt, dass gerade bei Verwendung von Zwischenlagern der Füllungsgrad eines vertikalen Schneckenförderers nicht größer als 40 % bis 45 % sein sollte.

Mit diesen Parametern ist der Förderer nach Konstruktions- und Betriebsparametern grundsätzlich festgelegt, deren Ermittlung aber ist an ein iteratives Verfahren geknüpft. In einem ersten Schritt soll hier von einem Förderer mit den geometrischen

Abmaßen des in der verwendeten Versuchsanlage installierten Gerätes ausgegangen werden. Für dieses Gerät ist es unter Vorgabe des Massenstromes und bei Kenntnis der schüttgutspezifischen, mechanischen Kennwerte möglich, auf Basis des Mehrkörpermodells die absolute Gutwinkelgeschwindigkeit  $\omega_a$  für die verschiedenen Sektorelemente durch Lösen der Bewegungsgleichung zu berechnen.

Über die Kenntnis der Gutwinkelgeschwindigkeit kann durch die relative Winkelgeschwindigkeit zwischen Fördergut und Schneckenwendel eine axiale Vorschubgeschwindigkeit des Gutes berechnet werden. Daraus wiederum ist über den Volumen- bzw. Massenstrom der Füllungsgrad des Gerätes bestimmbar.

Der Füllungsgrad hat bei einer Berechnung über die Mehrkörpermethode oder bei allen Verfahren, die die Schüttgutkontur in der Schneckenkammer berücksichtigen, wiederum zusammen mit der Gutwinkelgeschwindigkeit einen Einfluss auf die Gutverteilung und damit auf die Lage des/der Massenschwerpunkt(e) der Schüttgutfüllung bzw. der Sektorelemente. Man sieht, dass diese Berechnung nur mittels eines numerischen, iterativen Verfahrens gelöst werden kann. Dies stellt Dank der heutigen Rechnertechnik und den verfügbaren Differentialgleichungs-Lösern kein Problem dar. Dennoch wird oftmals von Seiten der Industrie, aber auch der Betreiber solcher Schüttgut-Förderanlagen, ein vereinfachtes Verfahren gewünscht.

Durch eine Überprüfung des vorliegenden Rechenverfahrens über den gesamten Betriebsbereich eines Beispielförderers kann ein Vorschlag für ein derartiges, empirisch gestütztes Auslegungsverfahren gemacht werden.

Da speziell der Einfluss der Gutwinkelgeschwindigkeit auf alle die Förderbewegung beschreibenden Größen und auch auf die Größen der Leistungsberechnung von entscheidender Wichtigkeit ist, soll eine kurze Betrachtung, welche Auswirkungen auf die Rechengenauigkeit die Berechnung nach dem wesentlich einfacheren Modell der Einzelkörpertheorie mit sich bringt, erfolgen.

Wie Abb. 7.6 zeigt, berechnet sich bei Verwendung der Einzelkörpertheorie ein Wert für die Gutwinkelgeschwindigkeit, der bei niedrigen Drehzahlen um mehr als 10 % über dem Ergebnis der Berechnung nach Mehrkörpertheorie liegt. Bei höheren und für die Betriebsbedingungen eines derartigen Förderers typischen Drehzahlen nähern sich die beiden Gutwinkelgeschwindigkeiten einander an, weisen aber immer

noch einen Unterschied von 4 % bis 5 % auf. Dieser Wert wäre sicherlich akzeptabel, jedoch ergibt sich bereits bei der Berechnung der Rohrreibung durch das Eingehen der Gutwinkelgeschwindigkeit in der 3. Potenz ein zusätzlicher Fehler von 16 %.

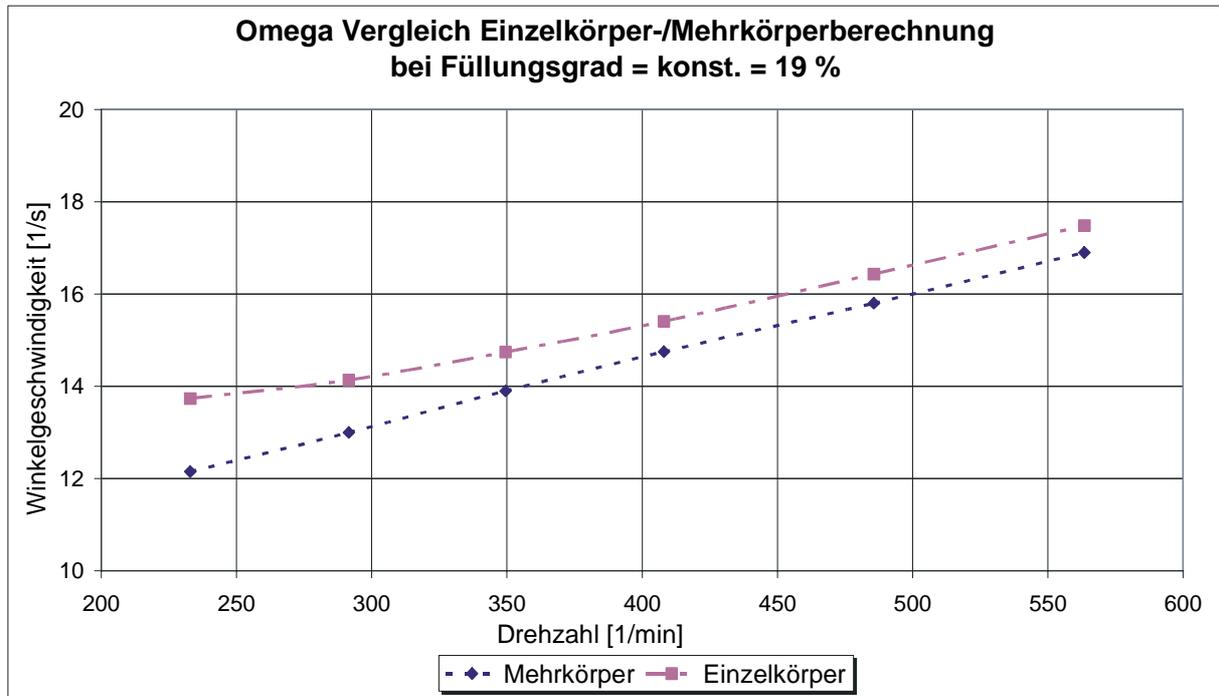


Abb. 7.6: Vergleich Gutwinkelgeschwindigkeit nach Einzelkörperberechnung und nach Mehrkörperberechnung

## 7.4.2 Leistungsberechnung

Natürlich spielen für den notwendigen Leistungsbedarf die Förderbewegung und das Verhalten des Fördergutes eine entscheidende Rolle. Trotzdem war es in der Vergangenheit nicht möglich, den Leistungsbedarf mit befriedigender Genauigkeit zu bestimmen.

Oftmals zeigte sich als zusätzliches Problemfeld die teilweise nur schwer durchführbare Berechnung des Förderverhaltens. Bisher nur sehr unzureichend untersucht wurde dabei auch, welche Veränderung des Förderers oder des Schüttgutes ausschlaggebend für das Bewegungsverhalten in der Schneckenkammer und damit letztendlich auch für den Leistungsbedarf sind.

Ein erster Schritt diese Einflussgrößen zu identifizieren gelang im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit bereits auf Basis einer theoretisch durchgeführten Sensitivitätsanalyse. Schlussendlich kann nur eine weitere, experimentell durchgeführte Sensitivitätsanalyse Sicherheit bei der Verifizierung solcher Ansätze verschaffen.

### 7.4.2.1 Sensitivitätsanalyse der wichtigsten Einflussfaktoren

Da im Rahmen der zur Verfügung stehenden Versuchseinrichtungen allerdings nicht alle wichtig erscheinenden Parameter untersucht werden konnten, musste zur Festlegung einer geeigneten Kenngröße genauso wie zur Bestimmung einer geeigneten Bezugsgröße das Ergebnis der experimentellen Untersuchung mit dem der theoretischen Sensitivitätsanalyse verbunden werden.

Da bereits im Vorfeld eine Festlegung auf zwei grundlegende Verfahren, nämlich auf das von Greinwald zur theoretischen Abbildung der Förderbewegung und als Grundlage für die Leistungsberechnung auf den Ansatz von Gabler, erfolgt ist, konnten sehr schnell einige Einflussfaktoren für die Leistungsberechnung identifiziert werden:

- Konstruktionsparameter wie Rohrinne Durchmesser, Ganghöhe, Wellendurchmesser und Schneckenwendeldurchmesser
- Betriebsparameter wie Füllungsgrad und Drehzahl der Schnecke.

Indirekt zeigten die Versuche sehr deutlich, dass verschiedene Verlustleistungsanteile sich direkt proportional zur verwendeten Schneckendrehzahl verhalten, andere jedoch nicht. Damit kann nicht mit einer eindimensionalen Kennzahl, wie dies beispielsweise die DIN 15262 oder der Ansatz von Gabler vorsehen, gerechnet werden. Arbeitet man auf der Basis von mehrdimensionalen Kennfeldern, so ist eine Berücksichtigung dieser unterschiedlichen Einflussgrößen ohne weiteres möglich.

Sicherlich klar ist in jedem Falle, dass die Schüttgutfüllung der Schneckenkammer eine herausragende Rolle spielt. Mit dieser Größe ist für einen bestimmten Betriebszustand der Massenstrom eindeutig festgelegt. Bei der Verwendung des Füllungsgrades als variable Größe ist gleichzeitig die Geometrie des Gerätes zumindest aus dieser Einflussgröße eliminiert.

Ebenfalls zeigt sich ein mindestens ebenso gravierender Einfluss der Schneckendrehzahl auf den Leistungsbedarf. Die Erfahrung hat hier jedoch gezeigt, dass gleiche Schneckendrehzahlen bei unterschiedlicher Schneckengeometrie auch ein gänzlich verschiedenes Bewegungs- und Leistungsverhalten bewirken. Es ist hier wichtig, eine Möglichkeit zu finden, derartige Betriebsparameter mit ihren tatsächlichen Auswirkungen unabhängig von der Schneckengeometrie in das Berechnungsverfahren zu integrieren.

#### 7.4.2.2 Untersuchung der geeigneten Bezugsgröße

Wie bereits eingehend beschrieben soll im Rahmen des vorliegenden Forschungsvorhabens eine Leistungsberechnung in Anlehnung an das von Gabler vorgeschlagene Verfahren entwickelt werden. Dabei sollen geeignete, empirisch ermittelte Kennwerte eingesetzt werden. Es ist dabei von ausschlaggebender Wichtigkeit, dass die verwendete, analytisch berechnete Bezugsgröße, die letztendlich den spezifischen Betriebspunkt des Förderers festlegt, auf die empirisch ermittelte Kenngröße abgestimmt ist.

Bei der ursprünglich von Gabler entwickelten Idee war dies noch verhältnismäßig einfach, da lediglich eine Normalkraft mit einem, dem Gleitreibungskoeffizienten entsprechenden fiktiven Gesamtreibleistungswert, multipliziert wurde. Da aber im vorliegenden Verfahren wesentlich mehr Einflussparameter in der empirisch ermittelten Kenngröße integriert sind, ist es notwendig, eine Bezugsgröße zu wählen, die die Wertigkeiten der Einflussgrößen in geeigneter Weise berücksichtigen kann.

Die Grundidee der Berechnung soll entsprechend dem allgemeinen Vorschlag von Gabler der Gleichung

$$P_{tats} = C(x, y, \dots) \cdot \sum_i P_i + \sum_j P_j \quad (7.8)$$

folgen. Dabei soll der von den Parametern  $x, y, \text{ etc.}$  abhängende Koeffizient  $C$  dem hier entwickelten empirisch basierten Förderfaktor entsprechen. Die Leistungsanteile  $P_i$  sind die Bezugsgröße, auf die sich der Förderfaktor beziehen soll.  $P_j$  sind Leistungsanteile, die rein analytisch bestimmt werden sollen.

Geht man in einem ersten Schritt lediglich von einer für die Referenzanlage gültigen Abbildungsvorschrift aus, so ist die Bezugsgröße prinzipiell frei wählbar. Für diesen Fall wäre es sicher sinnvoll, die Bezugsgröße vor dem Hintergrund einer möglichst einfachen empirischen Kenngröße - optimal wäre dabei eine konstante Größe – zu wählen.

Da aber die empirische Größe auch für beliebige andere Schneckenförderer Gültigkeit haben soll, erscheint es notwendig, die Bezugsgröße so zu wählen, dass möglichst weitreichend der Betriebspunkt und der Förderzustand berücksichtigt sind.

Ein weiterer Gesichtspunkt bei der Wahl einer geeigneten Bezugsgröße ist, wie bereits eingehend beschrieben, gesichert analytisch berechenbare Größen direkt in den Berechnungsvorgang zu übernehmen. Wichtig ist dabei auch, dass sich die über einen empirisch ermittelten Koeffizienten berechneten Größen bezüglich der Einflussfaktoren ähnlich verhalten müssen wie die Bezugsgröße.

Abb. 7.7 zeigt dazu sowohl die rechnerisch bestimmbaren Verlustleistungsanteile Hubleistung, Reibleistung zwischen Fördergut und Schneckenrohr sowie Gesamt-reibleistung und rechnerische Gesamtleistung als auch den experimentell ermittelten Leistungsbedarf des Versuchsförderers.

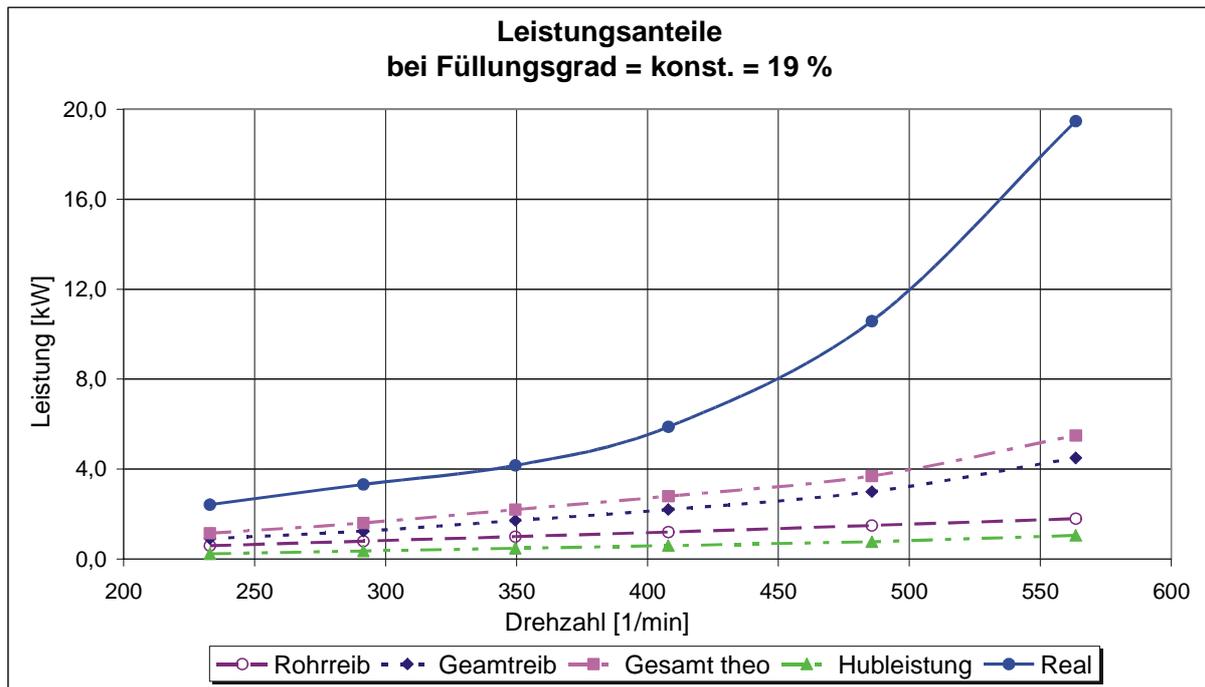


Abb. 7.7: Verlustleistungsanteile (rechnerisch und experimentell) bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Deutlich ist zu erkennen, dass sowohl der Anteil der Hubleistung wie auch der der Rohrreibleistung annähernd linear mit der Drehzahl ansteigen. Demgegenüber steigert sich der Anteil der Gesamtreibleistung, also sowohl gegenüber Fördergut und Schnecke als auch gegenüber Fördergut und Förderrohr, deutlich überproportional im höheren Drehzahlbereich.

Ursache hierfür ist der unterschiedliche Anstieg der Relativgeschwindigkeiten, während sich die Kräfte aufgrund der Gleichgewichtsbedingungen nur wenig verändern. Wie die Berechnung zeigt, ist bei steigender Drehzahl lediglich ein unterproportionaler Anstieg der Gutwinkelgeschwindigkeit zu beobachten. Demgegenüber steigt durch diesen niedrigen Anstieg der Gutwinkelgeschwindigkeit die Relativgeschwindigkeit wesentlich stärker an. Dadurch ändert sich über den Drehzahlbereich der Anteil der Rohrreibleistung gegenüber der Reibleistung zwischen Schnecke und Fördergut.

Da sich gleichzeitig ab einer bestimmten Gutwinkelgeschwindigkeit und damit einer höheren Drehzahl durch Änderung der Füllungskonfiguration auch ein zusätzlicher Reibungsanteil zwischen Schnecke und Fördergut einstellt, erhöht sich diese Reib-

leistung überproportional. Während der Änderung der Füllungskonfiguration verschiebt sich darüber hinaus der Massenschwerpunkt der Schüttgutfüllung. Damit wiederum wandert auch der für die Leistungsberechnung maßgebliche Radius nach außen, die Geschwindigkeitskomponente steigt nochmals.

Für die bisher gar nicht berücksichtigten Verlustleistungsanteile im Spalt sind ebenfalls sowohl Gutwinkelgeschwindigkeit als auch die Relativgeschwindigkeit zwischen Schneckenaußenkante und rotierendem Fördergut maßgeblich.

Vergleicht man das Verhältnis der tatsächlich gemessenen Leistungsbedarfe durch die Gesamtreibleistung mit dem Quotienten wiederum der realen Leistungsbedarfe aber bezogen auf die Rohrreibleistung (Abb. 7.8), so erkennt man schnell, dass das real bei höheren Drehzahlen überproportionale Ansteigen der Leistung von keiner der beiden theoretischen Größen in ausreichendem Maße abgebildet wird. Es ist folglich in jedem Fall notwendig, dieses Verhalten innerhalb der empirisch ermittelten Kenngröße abzubilden.

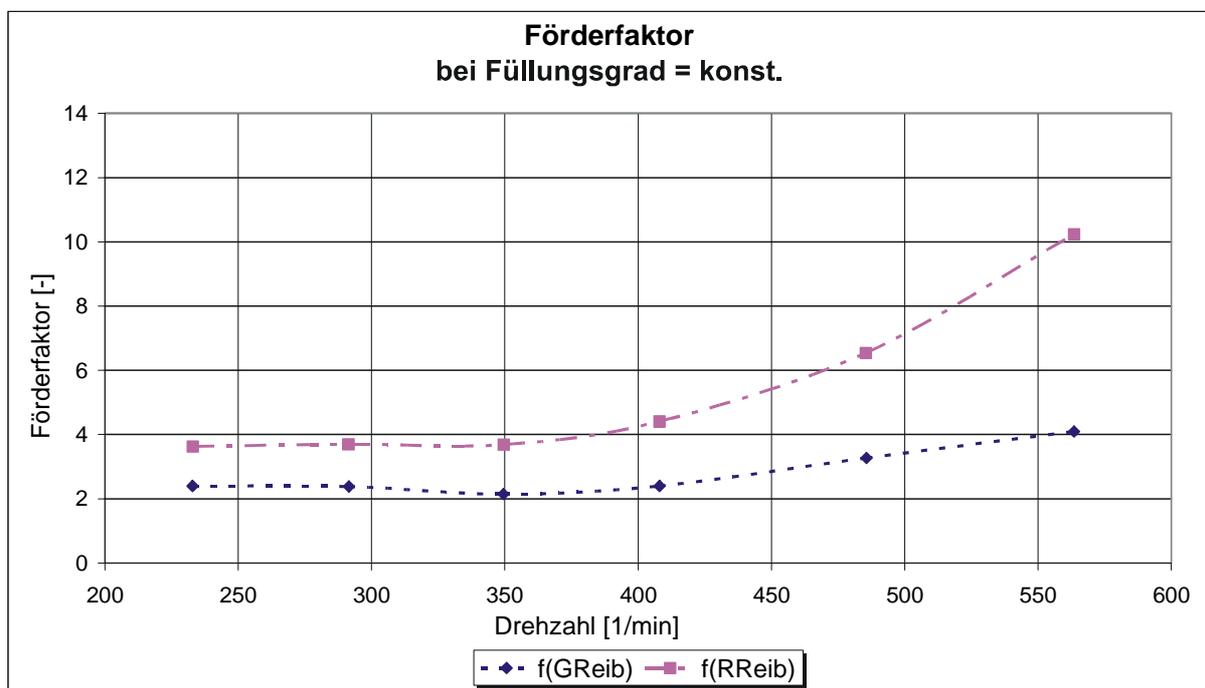


Abb. 7.8: Vergleich verschiedener Bezugsgrößen bei der Bildung des Förderfaktors bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Der Rechenaufwand, der zur Bestimmung der Gesamtreibleistung notwendig ist, ist jedoch sehr komplex. Demgegenüber ist die Rohrreibleistung über relativ einfache Zusammenhänge berechenbar. Auf Grund der Tatsache, dass es nur wenig Vorteile bei der Verwendung der Gesamtreibleistung als Bezugsgröße gibt, soll die Praktikabilität des Rechenvorgangs im Vordergrund stehen.

Da auch die theoretisch berechenbare Reibleistung zwischen Förderrohr und Fördergut, die schon dem Modell von Gabler zu Grunde liegt, sowohl die Füllungskonfiguration als auch Betriebsparameter wie Füllungsgrad (und damit auch den Förderstrom) und Gutwinkelgeschwindigkeit sowie Axialgeschwindigkeit berücksichtigt, erscheint diese als optimale Grundlage für das hier entwickelte Verfahren. Weiterhin sind über die Berechnung der oben genannten Größen auch die Schüttgutkonditionen, also innere Reibung, Spannungsverhalten etc. bereits integriert.

Die Hubleistung kann in jedem Falle analytisch berechnet werden und muss nicht in den empirischen Anteil des Berechnungsverfahrens integriert werden.

Entgegen dem Modell von Gabler wird im vorliegenden Vorschlag für einen semi-empirischen Ansatz die Rohrreibleistung nicht erst auf die Normalkraft reduziert, da dies lediglich einer Division durch den konstanten, schüttgutspezifischen Gleitreibungskoeffizienten entspricht.

$$P_{tats} = \lambda_{vert}(\omega \cdot r, \varphi, Gutart) \cdot \frac{P_{Reib,Rohr}}{\mu_z} + P_{St} \quad (7.9)$$

Damit soll im Rahmen des neu entwickelten semi-empirischen Ansatzes zur Bestimmung des Leistungsbedarfes eines vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers nach Gleichung (7.9) vorgegangen werden. Der hier  $\lambda_{vert}$  genannte Kennwert soll auf Grund seines deutlichen Unterschiedes zum Verschiebewiderstandsbeiwert  $\lambda$  des horizontalen Förderers nach dem Vorschlag von Vollmann [Voll-00] als Förderfaktor bezeichnet werden.

### 7.4.2.3 Koppelbedingungen und Ähnlichkeiten

Ein Problem, das stets bei empirischem Vorgehen auftritt, ist die Umrechnung der gewonnenen Kennwerte auf Geräte anderer Geometrie. Gerade bei Förderern, de-

ren Konstruktions- und Betriebsparameter in enger Interaktion stehen, muss eine Möglichkeit gefunden werden, diese Parameter geeignet zu identifizieren und soweit möglich zu eliminieren. Ein ähnliches Problemfeld ist in der Strömungsmechanik bekannt, wo durch die Abbildung in dimensionslosen Kenngrößen Ähnlichkeitsgesetze in die Berechnung Eingang finden.

Wichtig ist in diesem Zusammenhang das Auffinden von Koppelbedingungen. Diese haben die Eigenschaft, dass bei gleichen Koppelbedingungen in Geräten unterschiedlicher Geometrie gleiche oder ähnliche Förderbedingungen in der Schneckenkammer vorliegen.

Im Falle des Schneckenförderers liegt es nahe, dass die Bedingungen zwischen Rohr und Fördergut von erheblichem Einfluss auf das Bewegungsverhalten sind. Deshalb ist es sicherlich ein erster Weg, diese Bedingungen in eine von der Geometrie des Förderers unabhängige Darstellung der Kennwerte einzubringen.

Dies ist in erster Linie durch die Berücksichtigung der Winkelgeschwindigkeit des Fördergutes möglich, dadurch wird aber lediglich ein Teil des Einflusses integriert. So sind durch die Gutwinkelgeschwindigkeit zwar ausschlaggebend die Füllungskonfiguration und die Axialgeschwindigkeit des Förderstromes beschrieben, speziell aber die Bedingungen an der Rohrwand sind noch unberücksichtigt.

Geht man noch einen Schritt weiter und integriert in die Kenngröße den Rohrrinnenradius, so wird die Gutwinkelgeschwindigkeit in Form der Gutumfangsgeschwindigkeit ebenfalls berücksichtigt. Diese Geschwindigkeit, gemeinsam mit der Axialgeschwindigkeit des Fördergutes, ist Komponente der zur Leistungsberechnung notwendigen Absolutgeschwindigkeit zwischen Gut und Förderrohr. Allerdings ist anzunehmen, dass Effekte im Schneckenpalt durch die reine Rotationsbewegung verursacht werden. Damit ist für diesen Leistungsanteil auch lediglich eine Umfangskomponente zu berücksichtigen. Wie weiter oben beschrieben gibt es aber einen von der Geometrie weitgehend unabhängigen Zusammenhang zwischen Gutwinkelgeschwindigkeit und Schneckenwinkelgeschwindigkeit.

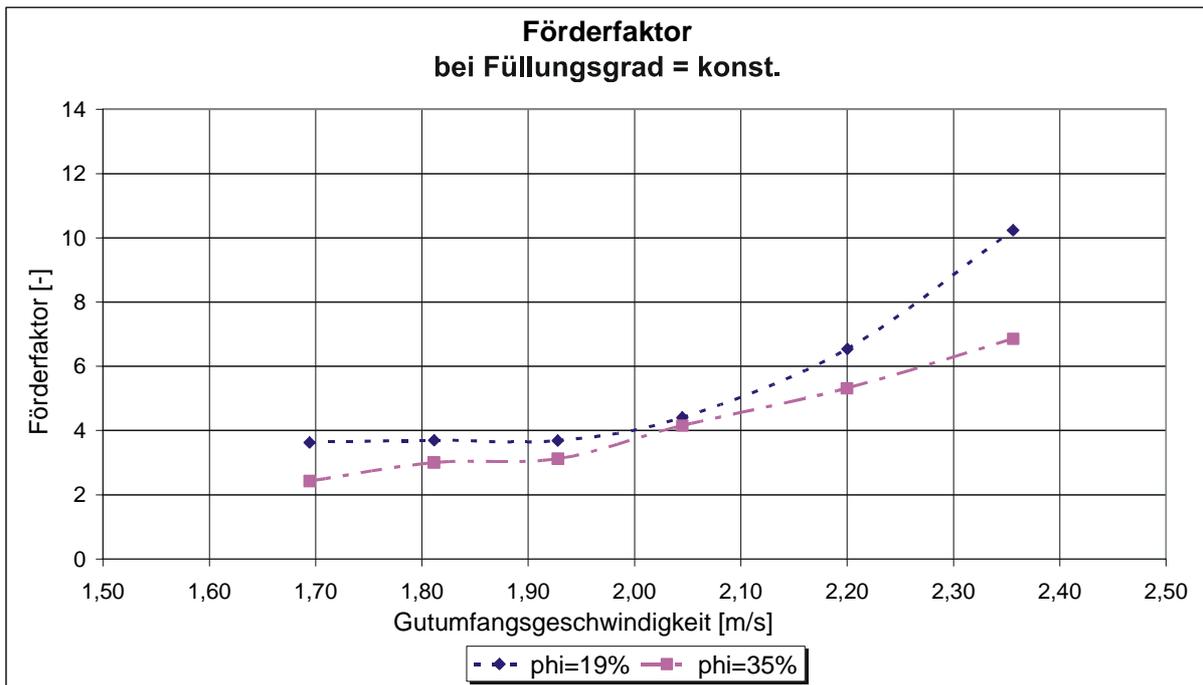


Abb. 7.9: Förderfaktor über der Gutumfangsgeschwindigkeit für Fördergut Weizen im vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderer

Es ist folglich bei dieser Darstellungsweise auch möglich Anteile, die aus den Effekten im Schneckenpalt resultieren, zu berücksichtigen. Letztendlich kann aber eine Bestätigung für die Richtigkeit der Ähnlichkeitsbedingungen nur über eine experimentelle Variation der Geometrieparameter erfolgen. Erste Vergleiche mit an anderen Versuchsanlagen gewonnenen Erkenntnissen lassen aber den Schluss zu, dass die Verwendung der Gutwinkelgeschwindigkeit als Laufparameter in der Kennwertdarstellung die gewünschte Übertragbarkeit der Werte ermöglicht.

#### 7.4.2.4 Rohrreibleistung

Der Vorteil bei der Verwendung der Rohrreibleistung ist außer der einfachen Handhabung auch die Möglichkeit über unterschiedlichste Verfahren diese Größe berechnen zu können.

So kann unter Berücksichtigung der Genauigkeiten der jeweiligen Rechenverfahren jedes der vorgestellten Rechenmodelle zur Bestimmung der Rohrreibleistung und damit als Grundlage für das neu entwickelte semi-empirische Auslegungsverfahren genutzt werden. Im Folgenden soll aber noch kurz der Zusammenhang zwischen

den Betriebsparametern und der Größe der Rohrreibung untersucht werden. Dazu werden für sämtliche gemessenen Betriebspunkte die zugehörigen Rohrreibungswerte nach dem Modell von Greinwald berechnet und über dem Füllungsgrad dargestellt. Es zeigt sich (Abb. 7.10), dass sich für jede Drehzahl mit hinreichender Genauigkeit eine durch den Ursprung verlaufende Gerade ergibt.

Da dabei die Steigungen der Geraden wiederum linear über der Drehzahl verlaufen liegt die Vermutung nahe, dass die Reibleistung lediglich eine Abhängigkeit vom Massenstrom zeigt. Dies bestätigt sich bei entsprechender Darstellung (Abb. 7.11).

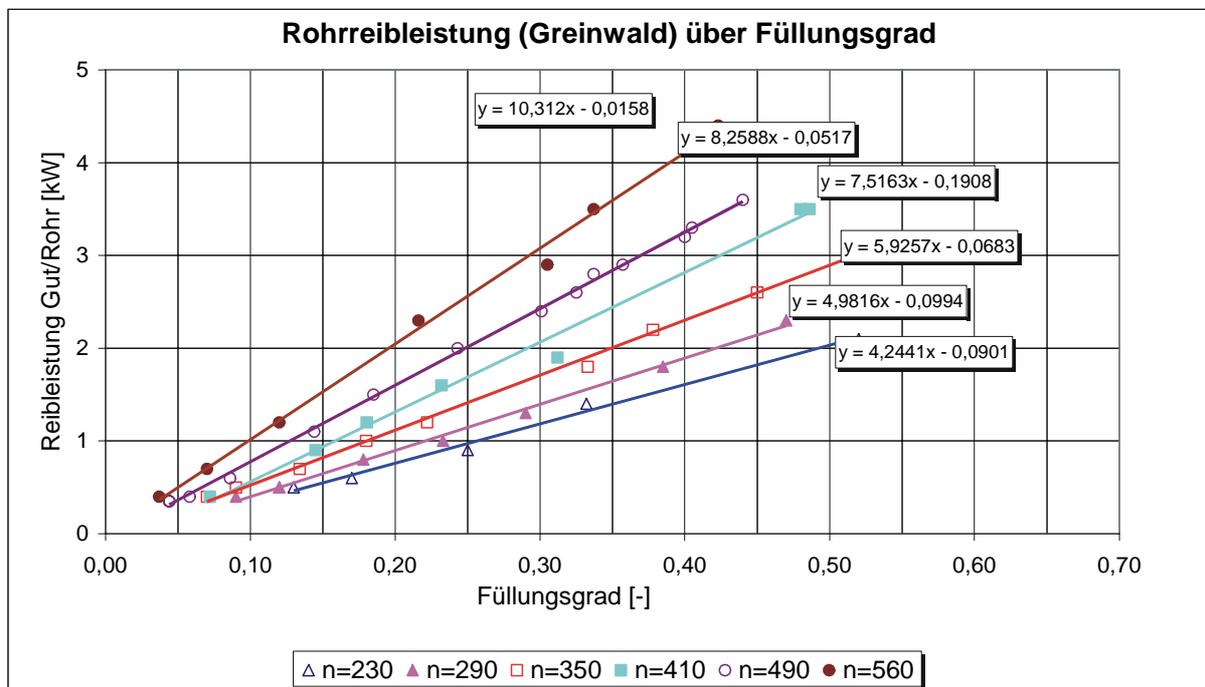


Abb. 7.10: Rohrreibung nach Greinwald für das Fördergut Weizen im Versuchsförderer

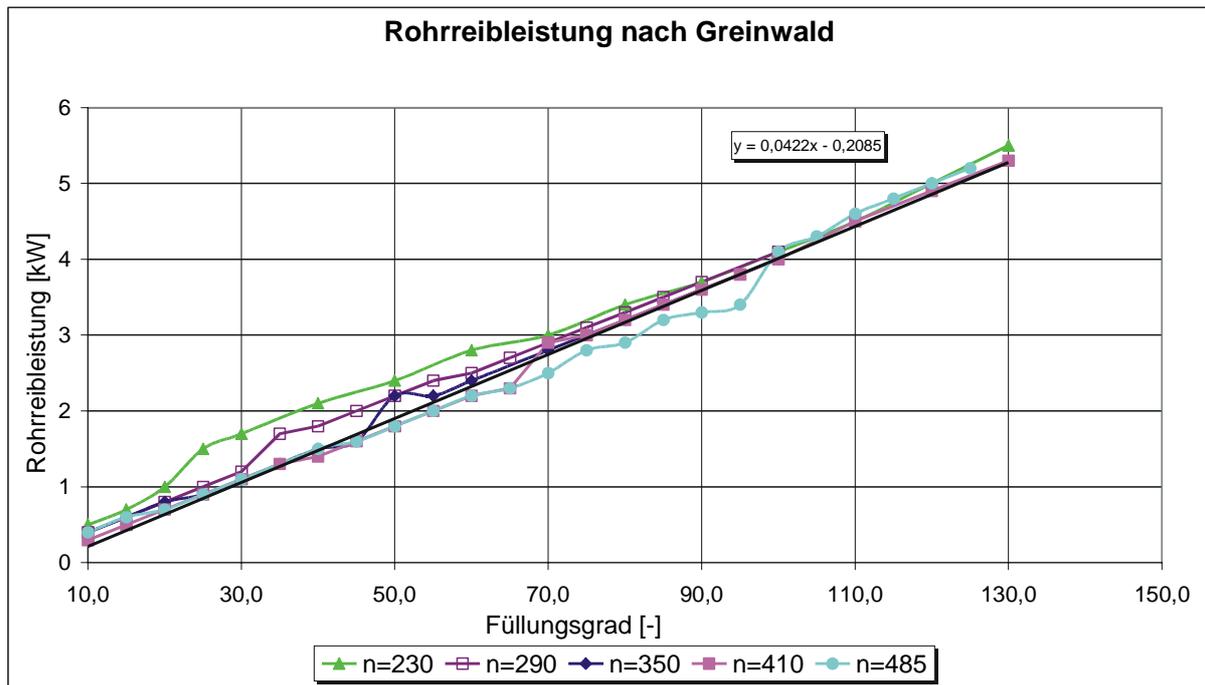


Abb. 7.11: Rechnerische Rohrreibung am Förderrohr für Fördergut Weizen aufgetragen über dem Massenstrom; Bildung einer gemeinsamen Regressionsgeraden

Damit ist offensichtlich, dass es auf einfache Art möglich ist, eine Näherungsformel für die Berechnung der Bezugsgröße Rohrreibung zu finden und damit den Berechnungsvorgang weiter zu vereinfachen.

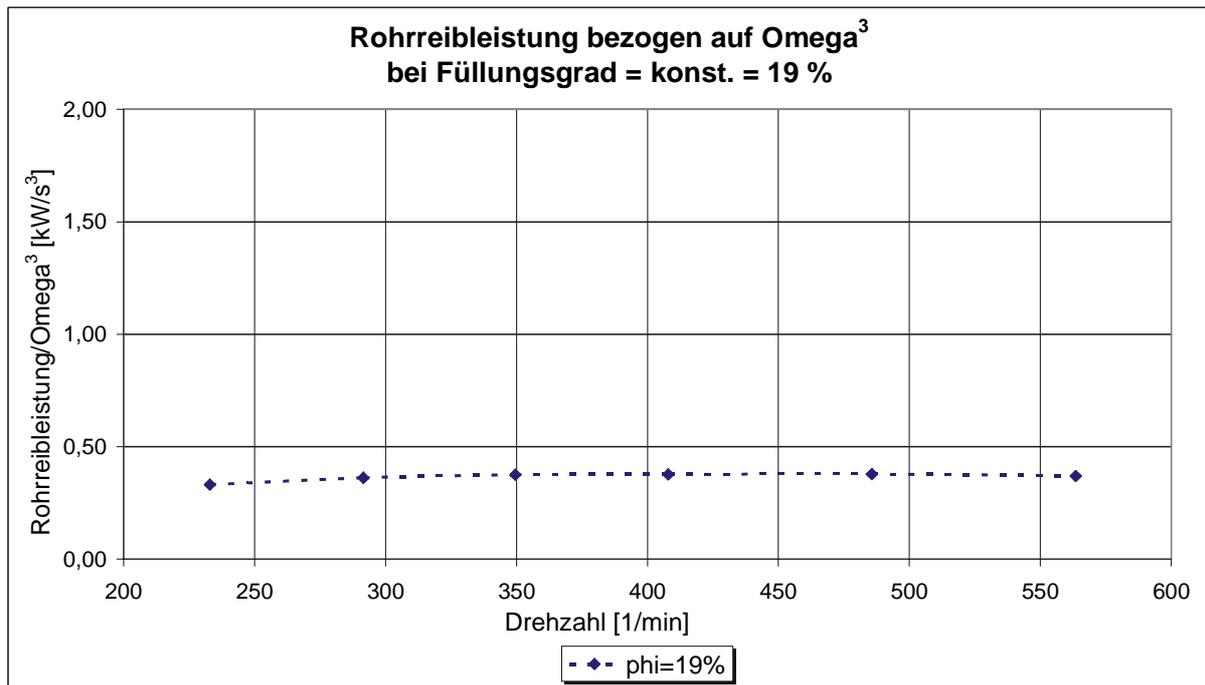


Abb. 7.12: Rohrreibung reduziert um  $\omega^3$  über der Drehzahl bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Wie aus Gleichung (5.124) hervorgeht, hängt die Reibleistung zwischen Förderrohr und Fördergut in erster Linie von der Gutwinkelgeschwindigkeit in der 3. Potenz ab. Weiterhin gehen der Förderwinkel und der Radius des Massenschwerpunktes der Gutfüllung ein. Abb. 7.12 zeigt die Rohrreibung reduziert um die Gutwinkelgeschwindigkeit zur 3. Potenz. Man erkennt, dass sich hier ein näherungsweise konstanter Wert ergibt. Folglich ist der Einfluss der Gutwinkelgeschwindigkeit im Vergleich zu den anderen Einflussgrößen klar dominant.

#### 7.4.2.5 Berechnungsvorgang

Schließlich soll im folgenden Unterkapitel noch beschrieben werden, wie eine Auslegung nach dem hier vorgeschlagenen semi-empirischen Auslegungsverfahren durchgeführt werden muss.

Nachdem in einem ersten Schritt die Bewegung des Fördergutes in der Schneckenkammer mit Hilfe eines der erläuterten Berechnungsverfahren oder der beschriebenen Näherungslösung geklärt wurde, ist es möglich, mit den Parametern Füllungs-

grad und Gutumfangsgeschwindigkeit einen für den Bewegungszustand gültigen Wert des Förderfaktors aus Abb. 7.13 zu entnehmen.

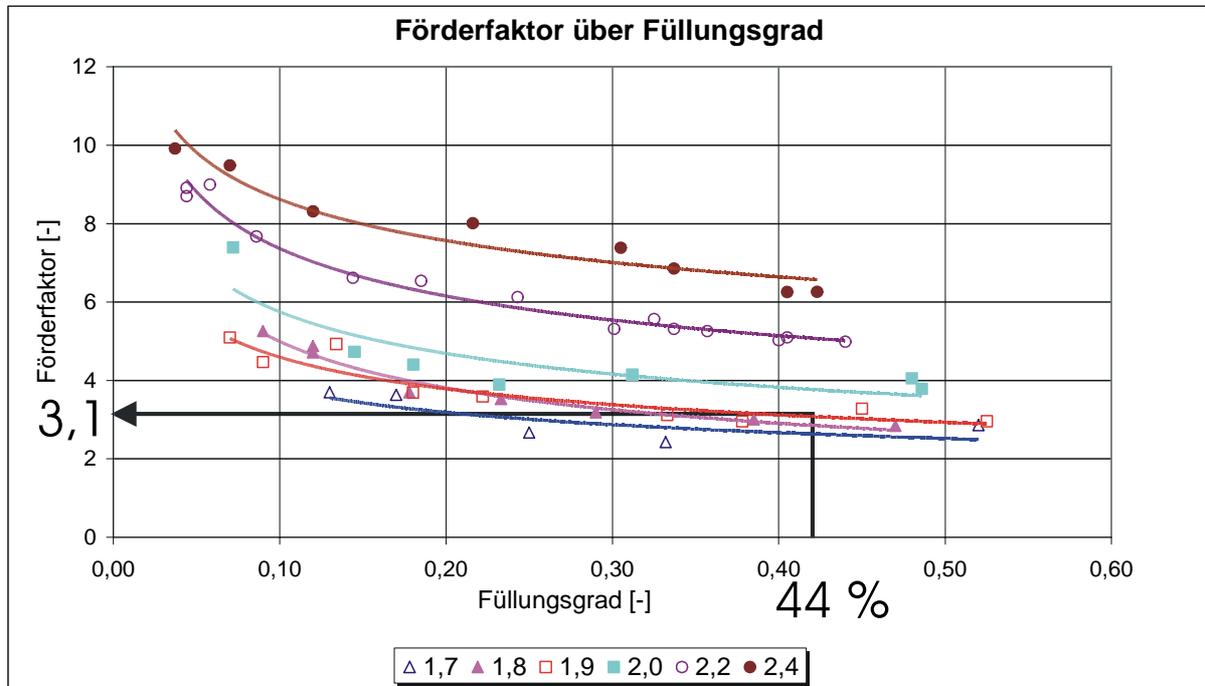


Abb. 7.13: Auslesen des Förderfaktors aus dem Kennfeld für  $\omega r=1,9$  und  $\varphi=44\%$

In einem weiteren Schritt muss über den Massenstrom und die Förderhöhe die Hubleistung  $P_{St}$  des gesuchten Förderfalles berechnet werden.

$$P_{St} = h \cdot I_m \cdot g \quad (7.10)$$

Schließlich kann über den Zusammenhang

$$P_{tats} = \frac{\lambda_{vert}(\omega \cdot r, \varphi, Gutart)}{\mu_z} \cdot P_{Reib,Rohr} + P_{St} \quad (7.11)$$

der Leistungsbedarf des Förderers berechnet werden.

### 7.4.2.6 Referenz-Kennfeld-Methode

Die Referenz-Kennfeld-Methode stellt einen weiteren Ansatz dar, um mit den empirisch gewonnenen Kennwerten, in diesem Fall dem Förderfaktor, eine zu projektierende Anlage bezüglich ihres Leistungsbedarfes auszulegen. Allerdings ist in dieser Auslegung die Kenntnis der Leistungsbedarfe einer in ihren Konstruktions- und Betriebsparametern ähnlichen Vergleichsanlage für ein anderes Fördergut notwendig. Gleichfalls ist es notwendig die empirisch ermittelten Kennfelder für den Förderfaktor von beiden verschiedenen Schüttgütern zu kennen.

Ist beides bekannt, so kann anhand der bekannten Förderfaktoren des Fördergutes A dessen Betriebsverhalten und Leistungsbedarf auf ein Referenz-Kennfeld im Sinne eines „Einheits-Kennfeldes“ zurückgerechnet werden. Durch Einsetzen der Förderfaktoren für das Gut B erhält man schließlich die Leistungsbedarfe für alle benötigten Betriebspunkte.

### 7.4.3 Spezifischer Leistungsbedarf

Ähnlich wie bereits im Falle des horizontalen Hochleistungs-Schneckenförderers wurden auch im vertikalen Förderfall die gemessenen Leistungswerte in den spezifischen Leistungsbeiwert umgerechnet. Durch den Sonderfall der vertikalen Förderung und damit der Tatsache, dass die Förderhöhe der Förderstreckenlänge entspricht, lässt sich hier eine Interpretation der bezogenen Leistungsgröße machen.

In diesem Falle steht der spezifische Leistungsbedarf zwar in keiner direkten Verbindung zu dem als Förderfaktor eingeführten Gegenstück zum Verschiebewiderstandsbeiwert des horizontalen Förderers. Es zeigt sich jedoch ein Zusammenhang oder eine Interpretation in anderer Richtung.

Da auch hier für den spezifischen Leistungsbedarf gilt:

$$P_{spez} = \frac{P_{tat}}{I_m \cdot L} \quad (7.12)$$

und gleichzeitig mit  $H$  als Förderhöhe gilt

$$h = L \quad (7.13)$$

lässt sich auch umformulieren zu:

$$P_{spez} = \frac{P_{tat}}{I_m \cdot H} \quad (7.14)$$

Wie in Gleichung (5.8) bereits angeführt gilt für den Hubwiderstand ganz allgemein:

$$F_{St} = \frac{H \cdot I_m \cdot g}{v} \quad (7.15)$$

Damit ergibt sich die Steig- oder Hubleistung zu

$$P_{St} = h \cdot I_m \cdot g \quad (7.16)$$

und damit schließlich

$$\frac{P_{spez}}{g} = \frac{P_{tat}}{I_m \cdot h} \cdot \frac{1}{g} = \frac{P_{tats}}{P_{St}} \quad (7.17)$$

Es kann somit der spezifische Leistungsbedarf als eine Art Wirkungsgrad oder Leistungskennziffer für die Förderanlage interpretiert werden.

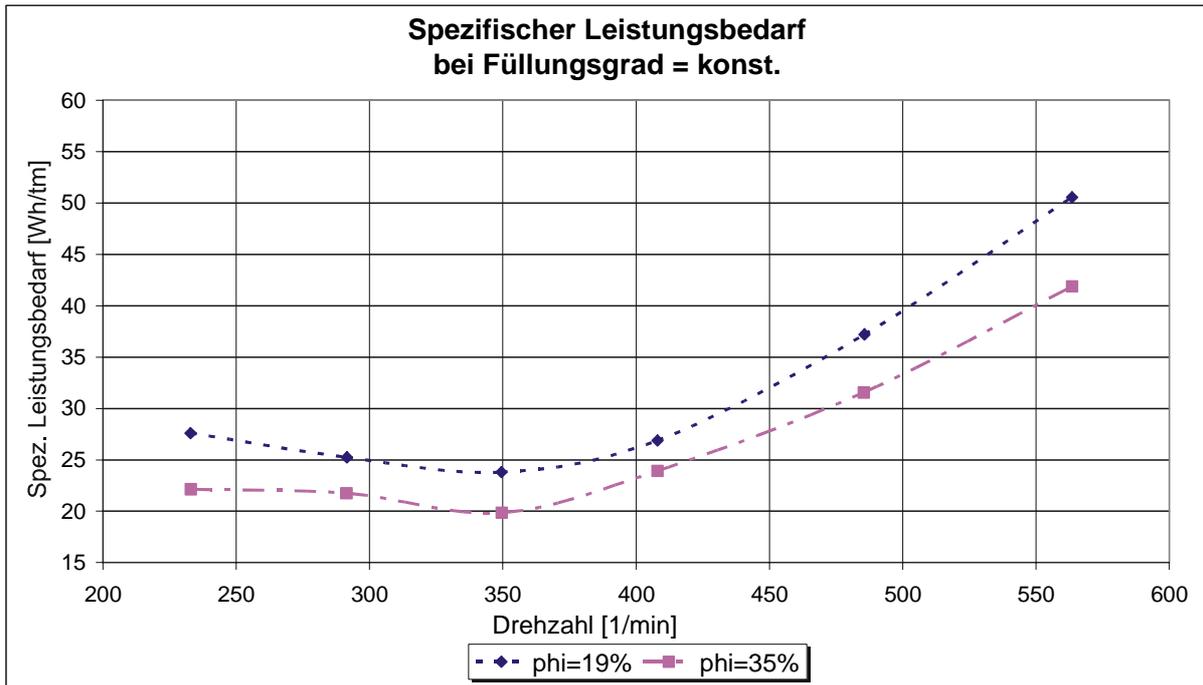


Abb. 7.14: Spezifischer Leistungsbedarf eines vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers bei konstantem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Mit dieser Kenntnis kann aus Abb. 7.14 und dem darin ersichtlichen Minimum des spezifischen Leistungsbedarfes bei ca. 350 1/min abgeleitet werden, dass an dieser Stelle ein Maximum hinsichtlich des Wirkungsgrades auftritt. Weiterhin kann aus Abb. 7.15 interpretiert werden, dass auch für steigende Gutbeladung der Schneckenkammer und damit steigendem Füllungsgrad der spezifische Leistungsbedarf abnimmt und damit der Wirkungsgrad der Förderanlage steigt.

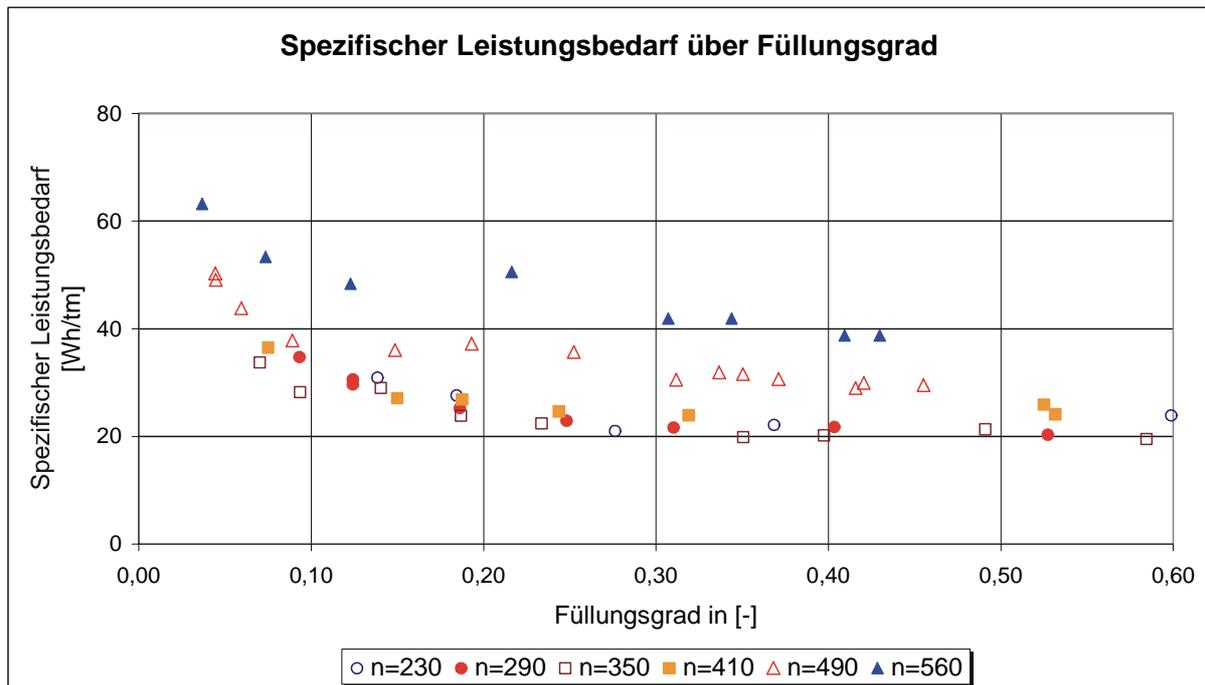


Abb. 7.15: Spezifischer Leistungsbedarf eines vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderers über dem Füllungsgrad, Fördergut Weizen

Bei freier Wahl der Dimensionen eines Fördergerätes kann somit ein Betriebsbereich so gewählt werden, dass ein möglichst hoher Wirkungsgrad erreicht wird. Diese Kennzahl kann damit als konkrete Entscheidungshilfe bei der Auswahl der Konstruktions- und Betriebsparameter vom Projektteur eingesetzt werden.

## 7.5 Zusammenfassung

Der in diesem Kapitel erarbeitete Vorschlag für eine Basis eines semi-empirischen Auslegungsverfahrens sowohl für horizontale als auch für vertikale Hochleistungs-Schneckenförderer zeigt, dass dieses Vorgehen eine deutliche Verbesserung bei der Auslegungssicherheit bieten kann. Es ist allerdings notwendig, die gewonnenen Kenntnisse in noch weiterreichenden experimentellen und theoretischen Untersuchungen bezüglich ihrer Übertragbarkeit auf andere Förderergeometrien zu verifizieren. Vorschläge für Koppelbedingungen und Ähnlichkeitsgrößen/-kriterien wurden im Rahmen dieser Untersuchung unterbreitet.

Darüber hinaus zeigt sich, dass mit geeigneten Näherungsgleichungen das verwendete Mehrkörpermodell ohne größeren Qualitätsverlust praxistauglich angewendet

werden kann. Anhand der eingehenden theoretischen Untersuchung des Verhaltens von vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderern konnten die Einflussfaktoren auf das Bewegungsverhalten und damit auf den Leistungsbedarf über den gesamten Betriebsbereich analysiert werden und damit wesentliche Parameter der Berechnung identifiziert werden.

## 8 Ausblick: Rein empirisches Auslegungsverfahren

Lediglich als Denkanstoß soll der in diesem Kapitel kurz vorgestellte Ansatz für ein rein empirisches Verfahren zur Leistungsbemessung von vertikalen Hochleistungs-Schneckenförderern dienen.

Dabei soll als Grundlage nicht mehr auf komplexe Berechnungsmodelle zurückgegriffen werden, wie dies auch im semi-empirischen Ansatz noch der Fall ist, sondern lediglich und ausschließlich auf experimentell gewonnene Erkenntnisse. Vom wissenschaftlichen Standpunkt aus ist ein solches Vorgehen sicherlich nicht als letztendliche Lösung eines technischen Problems vorstellbar, es eröffnet aber einige neue Analysemöglichkeiten. Darüber hinaus ist es wegen der recht einfachen und übersichtlichen rechnerischen Vorgehensweise ein gut zu handhabendes Auslegungsverfahren.

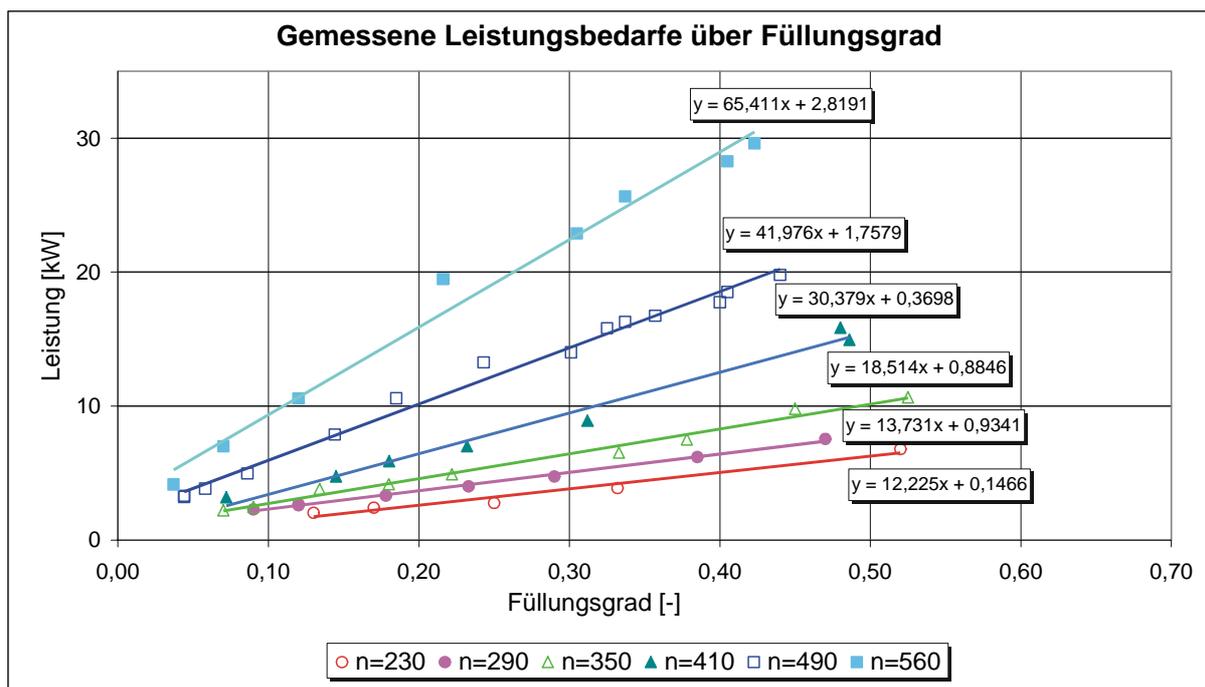


Abb. 8.1: Gemessener Leistungsbedarf mit Regressionsgeraden

Dem rein empirischen Ansatz dienen als Grundlage einfach die in zahlreichen Versuchen möglichst über den gesamten Betriebsbereich gemessenen Leistungsbedarfe eines bekannten Hochleistungs-Schneckenförderers (Abb. 8.1). Dieser wird in einem Kennfeld mit Linien konstanter Drehzahl über dem Füllungsgrad aufgetragen.

In einem weiteren Schritt werden geeignete Regressionskurven für die einzelnen Drehzahllinien gebildet. Im vorliegenden Fall ist ersichtlich, dass Regressionskurven erster Ordnung, also Geraden das Verhalten hinlänglich genau beschreiben. Eine Analyse der Steigungen der vorliegenden Geradengleichungen zeigt Abb. 8.2. Mit sehr guter Übereinstimmung kann die Kurve mit einer Parabelgleichung beschrieben werden.

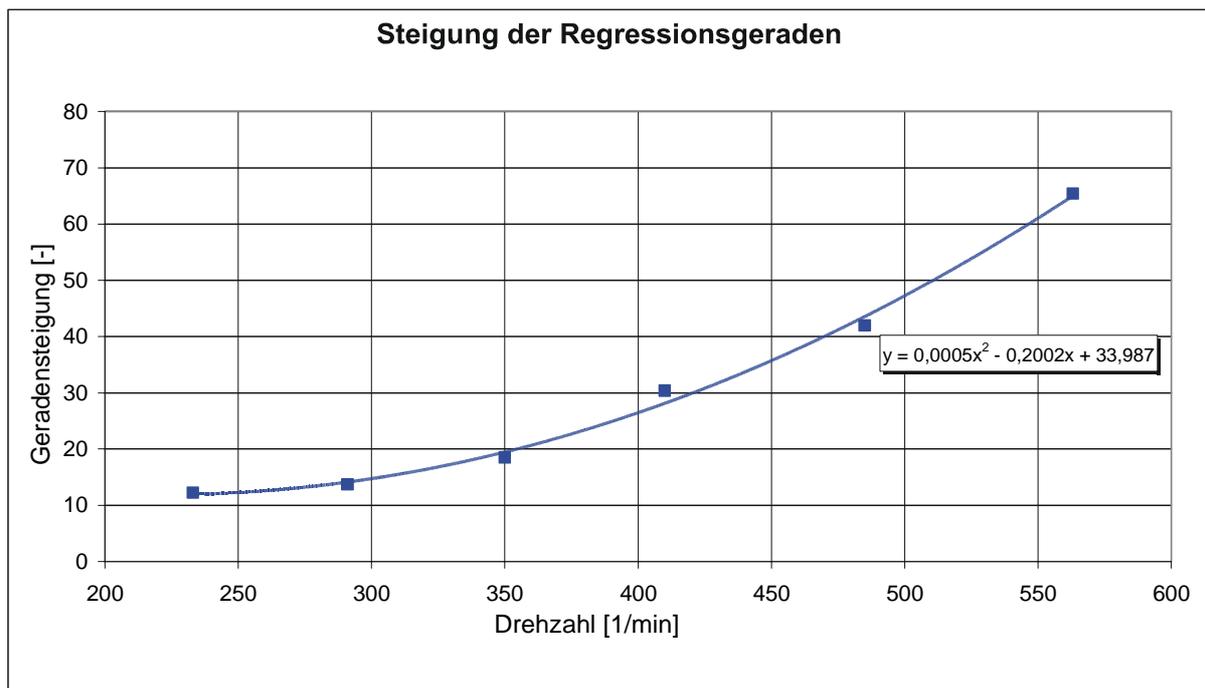


Abb. 8.2: Steigung der Regressionsgeraden

Mit Hilfe dieser beiden Zusammenhänge kann für den Versuchsförderer auf sehr einfache Weise für jeden Betriebspunkt mit sehr hoher Genauigkeit der Leistungsbedarf berechnet werden.

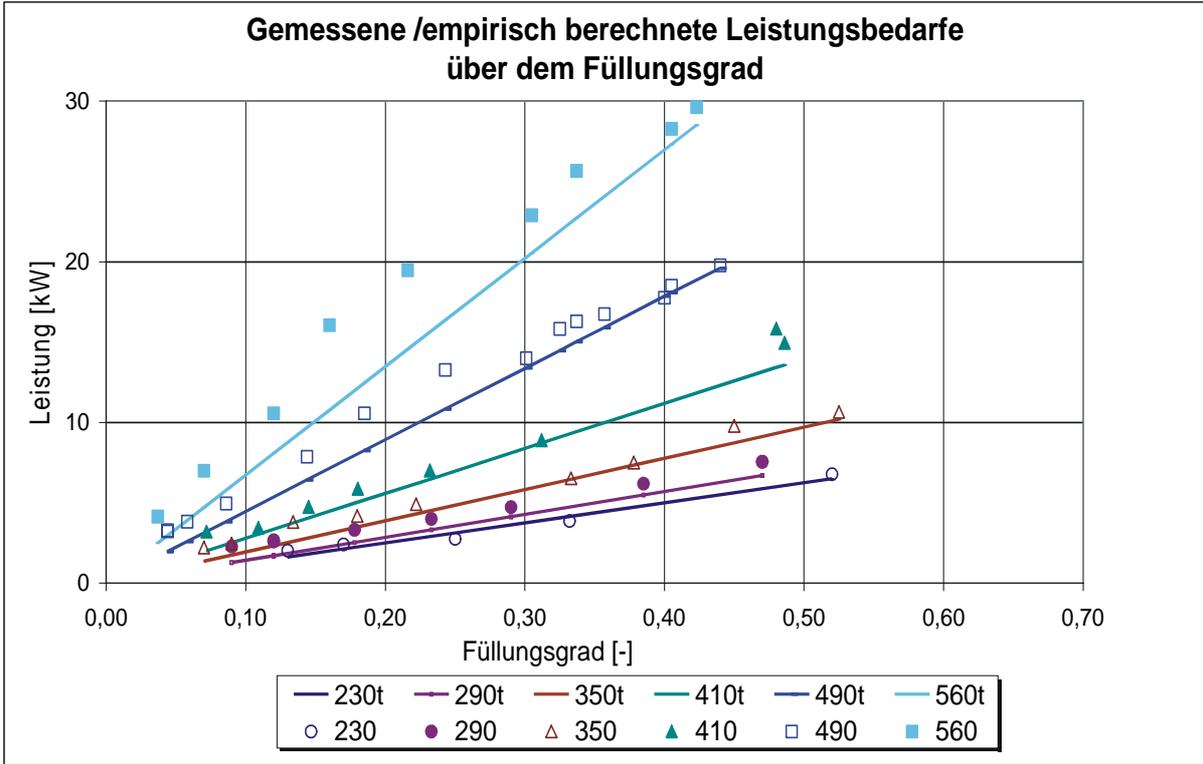


Abb. 8.3: Vergleich realer zu empirisch berechnetem Leistungsbedarf

## 9 Zusammenfassung

Die große Bedeutung des Schneckenförderers in der Anlagen- und Umschlagtechnik ist unbestritten. Um innerhalb der Schüttgutfördertechnik auch weiterhin seine weitreichenden Vorzüge zu verwirklichen müssen jedoch einige gravierende Problemfelder, die sich mit der Konzeption und dem Einsatz solcher Geräte stellen, geklärt werden.

Darunter wohl die wichtigsten sind:

- Der eingeschränkte Betriebsbereich von horizontalen Schneckenförderern, wenn nach den heute bekannten und gültigen Richtlinien ausgelegt wird.
- Die niedrige Auslegungssicherheit bei der Leistungsbemessung von Hochleistungs-Schneckenförderern, verursacht durch fehlende Berechnungsgrundlagen
- Die schwierige Integration der realen Guteigenschaften in analytische Berechnungsmodelle.
- Die ungeklärten Einflüsse von Randeffekten auf den Leistungsbedarf.

Unter diesen zeigt sich letztendlich die mangelhafte Beschreibung der mechanischen Eigenschaften von Schüttgütern speziell für den Fall des Hochleistungs-Schneckenförderers als Ursache von Problemen.

Da analytische Rechenverfahren bereits heute mit hoher Genauigkeit zur Vorherbestimmung des Bewegungsverhaltens und damit des möglichen Fördervolumens eingesetzt werden können, entzieht sich eine Bemessung des Leistungsbedarfes einer analytischen Betrachtung. Zu vielfältig sind energieverbrauchende Randeffekte, wie die Gutklemmung und -zerstörung im Schneckenpalt, als dass sie in eine analytische Betrachtung gefasst werden könnte.

Andere Gebiete des Maschinenbaus haben in solchen Problemfällen bereits erfolgreich ein weitreichendes empirisches Vorgehen, zur Abbildung von realen Vorgängen innerhalb von Auslegungsverfahren eingesetzt. Dieses Vorgehen erscheint auch im Zusammenhang mit der Auslegung von Schneckenförderern als zielführend.

---

Grundlage einer solchen Vorgehensweise sind stets umfangreiche, experimentelle Untersuchungen. Deren genaue Auswertung ergibt im Zusammenhang mit einer eingehenden theoretischen Betrachtung des Bewegungsverhaltens die Basis für eine empirische Kenngröße.

Wichtig ist dabei die Wahl einer geeigneten Bezugsgröße, so dass ein möglichst großer Anteil der Berechnung auf bekannten, praxistauglich zu berechnenden analytischen Größen aufbaut. Im vorliegenden Vorschlag für ein derartiges Verfahren wurde die Rohrreibleistung als geeignete Basis ermittelt.

Aufbauend auf dieser wird durch einen Vergleich der Theoretischen Basis mit den experimentell ermittelten Leistungsbedarfen das Verhalten des Förderers über den gesamten Betriebsbereich in Kennfelder eingebracht. Diese können als Basis eines zukünftigen Auslegungsverfahrens für Hochleistungs-Schneckenförderer eingesetzt werden.

## 10 Formelzeichen

$A$	[m <sup>2</sup> ] Fläche
$A_0$	[m <sup>2</sup> ] Förderquerschnitt
$F$	[N] Kraft
$G$	[N] Gewichtskraft
$H$	[m] Ganghöhe
$I_m$	[t/h] od. [kg/s] Massenstrom
$I_V$	[m <sup>3</sup> /s] Volumenstrom
$N$	[N] Normalkraft
$R_z$	[N] Reibkraft an der Rohrwand
$R_s$	[N] Reibkraft auf der Wendel
$P$	[W] Leistung
$P_a$	[W] Reibleistung an der Rohrwand
$P_G$	[W] dissipierte Reibleistung
$P_{ges}$	[W] Gesamtleistung
$P_{Hub}$	[W] Hubleistung
$P_i$	[W] Reibleistung an der Welle
$P_w$	[W] Reibleistung auf der Wendel
$c$	[N/mm <sup>2</sup> ] Scherspannung kohäsiver Schüttgüter
$d_a$	[m] Rohrendurchmesser
$d_w$	[m] Wendeldurchmesser
$d_i$	[m] Wellendurchmesser
$g$	[m/s <sup>2</sup> ] Erdbeschleunigung
$k(r)$	[m] Verlauf der Oberflächenkontur
$l_{ges}$	[m] Förderlänge
$m$	[kg] Masse
$n_s$	[1/min] Schneckendrehzahl
$r$	[m] Radius

---

$r_m$	[m] Schwerpunktradius
$r_s$	[m] Schwerpunktradius bei radial verteilter Wandschubspannung
$r_x$	[m] Trennradius
$r_{wo}$	[m] oberer Durchstoßradius der Kontur
$r_{wu}$	[m] unterer Durchstoßradius der Kontur
$s$	[m] Wendeldicke
$v$	[m/s] Geschwindigkeit
$Z$	[Pa/m] Verteilfaktor für Schubspannungsabbau
$\alpha, \alpha(r)$	[°] Neigungswinkel des Schneckenblechs
$\beta$	[°] Neigungswinkel der Schneckenachse
$\beta_{part}$	[-] Stoßfaktor bei Teilchenstößen
$\varphi$	[-] Füllungsgrad
$\varphi_a$	[°] Umlaufwinkel entlang dem Schneckenumfang
$\varphi_i$	[°] lokaler Reibwinkel am Fließort
$\varphi_e$	[°] Winkel der inneren Gutreibung
$\varphi_{st}$	[°] Winkel des stationären Fließortes
$\varphi_w$	[°] Wandreibwinkel
$\kappa$	[1/s] Schergeschwindigkeit
$\lambda$	[-] Spannungsverhältnis, Verschiebewiderstandsbeiwert
$\lambda_0$	[-] Hauptspannungsverhältnis
$\mu_G$	[-] innerer Reibwert des Schüttguts
$\mu_s$	[-] Reibwert zwischen Gut und Schneckenwendel
$\mu_z$	[-] Reibwert zwischen Gut und Rohrrinnenwand
$\mu^*$	[-] fiktiver Reibwert
$\rho_g$	[°] Reibwinkel zwischen Einzelkörper und Wendel
$\rho_b$	[kg/m <sup>3</sup> ] konstante Schüttgutdichte

$\rho_{part}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Teilchendichte
$\rho_s$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Schüttdichte
$\sigma$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Spannung
$\sigma_z$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Axialspannung in z-Richtung
$\sigma_r$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Radialspannung
$\sigma_\zeta$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Axialspannung in $\zeta$ -Richtung
$\tau$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Schubspannung
$\psi$	[°]	Förderwinkel
$\omega_a$	[1/s]	Gutwinkelgeschwindigkeit
$\omega_s$	[1/s]	Schneckenwinkelgeschwindigkeit

### Indizes

$a$	absolut, aktiv, außen
$b$	binormal
$i$	innen
$k$	kritisch
$n$	normal
$p$	passiv
$r$	radial, relativ
$t$	tangential
$w$	Wand
$\varphi$	azimutal
$\zeta$	in axiale Richtung

## 11 Literaturverzeichnis

- [Böt-63] Böttcher, S.: Eine allgemeine Analyse der Aufwärtsförderung eines Einzelkörpers in Schneckenförderern beliebiger Neigung. Teil 1 bis 3. VDI-Zeitschrift 105 (1963) Nr. 14, S. 581-593; Nr. 16, S. 663-671; Nr. 18, S. 743-754.
- [Böt-87a] Böttcher, S.; Ertl, W.: Bewegungsanalyse eines Einzelkörpers im konischen Förderabschnitt steiler Schneckenförderer. Fördern und Heben 37 (1987) Nr. 2, S. 84-91.
- [Böt-87b] Böttcher, S.; Ertl, W.: Zur optimalen Auslegung des konischen Förderabschnitts bei senkrechten Schneckenförderern. Deutsche Hebe- und Fördertechnik 33 (1987) Nr. 7/8, S. 25-32.
- [Bou-64] Bouse, L. F.; Schoenleber, L. G.; Porterfield, J. G.: Screw conveyor capacity and castorseed damage. Transactions of the ASAE Vol. 9 (1964) Nr. 2, S. 152-156.
- [Bra-69] Brandtner, F.: Die Förderschnecke in ihrer vielseitigen Anwendung. Aufbereitungstechnik 10 (1969) Nr. 8, S. 424-437.
- [Bru-69] Brusewitz, G. H.; Persson, S. P. E.: Parametric study of factors influencing screw conveyor throughput and power requirement. Transactions of the ASAE Vol. 12 (1969) Nr. 1, S. 51-54 und 59-62.
- [Bru-98] Bruck, K.: Parameter und Einsatzbereiche von Spiralförderern. Tagungsbeitrag Fachtagung Schüttgutfördertechnik '98, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 24. September 1998.
- [Cal-61] O'Callaghan, J. R.; Fallon, T. A.: Performance of vertical screw conveyors. J. agric. Engng. Res. Vol. 6 (1961) Nr. 2, S. 87-97.
- [Cal-62] O'Callaghan, J. R.: Some experiments on the intake process in a vertical screw conveyor. J. agric. Engng. Res. Vol. 7 (1962) Nr. 4, S. 282-287.
- [DIN 15201] DIN 15201 Teil 1: Stetigförderer. Hrsg. Deutscher Normenausschuss, Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe April 1977.
- [DIN 15261] DIN 15261: Schneckenförderer Teil 1 - Anschlussmaße, Teil 2 Schneckenblatt. Hrsg. Deutscher Normenausschuss, Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe Feb. 1986.

- [DIN 15262] DIN 15262: Schneckenförderer für Schüttgut - Berechnungsgrundsätze. Hrsg. Deutscher Normenausschuss, Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe Jan. 1983.
- [DIN 1629] DIN 1629: Nahtlose kreisförmige Rohre aus unlegierten Stählen für besondere Anforderungen – Technische Lieferbedingungen. Hrsg. Deutscher Normenausschuss, Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe Oktober 1984.
- [Eph-57] Ephremidis, C.: Untersuchungen zum Fördervorgang beim waagrechten Schneckenförderer. Dissertation, TU Hannover 1957.
- [Ertl-88] Ertl, W.: Beitrag zur Berechnung der Förderung leicht fließender Schüttgüter in senkrechten Schneckenförderern. Dissertation TU München, 1988.
- [Feh-77] Fehlaue, M.; Gläser, M.; Hartung, L.: Messungen von Fördergeschwindigkeit und Förderquerschnitt an einem senkrechten Schneckenförderer mit großem Durchmesser. Agrartechnik 27 (1977), Heft 4, S. 171-173.
- [Feh-78] Fehlaue, M.: Untersuchungen zur Senkrechtförderung landwirtschaftlicher Schütt- und Halmgüter mittels Schneckenförderer. Dissertation Universität Rostock, 1978.
- [Feh-80] Fehlaue, M.: Berechnungsvorschrift für Schneckenförderer zur Senkrechtförderung landwirtschaftlicher Schütt- und Halmgüter. Agrartechnik 30 (1980), Heft 1.
- [Feh-80b] Fehlaue, M.; Baganz, K.: EDV-gestützte Optimierung des Fördervorgangs in der senkrechten Förderschnecke. Agrartechnik 30 (1980), Heft 4, S. 167-168.
- [FEM 2181] FEM 2181: Spezifische Schüttguteigenschaften bei der mechanischen Förderung. Deutsche Ausgabe, dt. Nationalkomitee der FEM, Frankfurt, 1989.
- [FEM 2381] FEM 2381: Spezifische Eigenschaften der Schüttgüter in Bezug auf die Silolagerung - Ermittlung und Darstellung der Fließeigenschaften. Deutsche Ausgabe, dt. Nationalkomitee der FEM, Frankfurt, 1986.
- [FEM 2481] FEM 2481: Spezifische Schüttguteigenschaften bei der pneumatischen Förderung - Definition und Festlegung der Messverfahren. Deutsche Ausgabe, dt. Nationalkomitee der FEM, Frankfurt, 1997.
- [FEM 2581] FEM 2581: Schüttguteigenschaften. Deutsche Ausgabe, dt. Nationalkomitee der FEM, Frankfurt, 1984.

- 
- [FEM 2582] FEM 2582: Allgemeine Schüttguteigenschaften hinsichtlich der Klassifizierung und der Symbolisierung. Deutsche Ausgabe, dt. Nationalkomitee der FEM, Frankfurt, 1984.
- [Gab-81] Gabler, H.: Theoretische und experimentelle Untersuchung der Förderung in steilen und senkrechten Schneckenförderern. Dissertation TU München, 1981.
- [Geb-82] Gebhard, H.: Scherversuche an leicht verdichteten Schüttgütern unter besonderer Berücksichtigung des Verformungsverhaltens. Fortschrittsbericht VDI Reihe 3, Nr. 68, Düsseldorf, VDI Verlag, 1982.
- [Gol-71] Goldacker, E.: Untersuchungen zur inneren Reibung von Pulvern, insbesondere im Hinblick auf die Förderung in Extrudern. Dissertation TH Aachen, 1971.
- [Gosh-67] Ghosh, B. N.: Conveyance of wet parchment coffee beans by an auger. Journal o. Agr. Eng. Research Vol. 12, 1967 Nr. 4, S. 274-280.
- [Grei-94] Greinwald, K.: Untersuchung der Förderung leicht fließender Schüttgüter im senkrechten Schneckenförderer unter Berücksichtigung der Zwischenlager. Dissertation, TU München, 1994.
- [Grei-95] Greinwald, K.: Power Requirement of a Ship Unloader with Screw Conveyors. Bulk Solids Handling Vol. 15, Nr. 4, Oktober 1995.
- [Gri-94] Grimmer, K.-J.; Weninger, L.: Einige Betrachtungen zum Schüttgutdurchsatz bei Senkrecht-Schneckenförderern. "Miscolcer Gespräche `94", 20./21.Sept. 1994, Universität Miskolc / Ungarn.
- [Gün-97] Günthner, W. A.; Vollmann, A.: Hochleistungs-Schneckenförderer: Forschung, Entwicklung, Trends. Tagungsbeitrag Kolloquium Stetigförderung von Schüttgütern, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 16.September 1997.
- [Gün-98] Günthner, W. A.; Vollmann, A.: Schüttgutförderung in geneigten Schnecken: experimentelle Untersuchungen. Tagungsbeitrag Fachtagung Schüttgutfördertechnik `98, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 24.September 1998.

- [Gün-99] Günthner, W. A.; Vollmann, A.: Untersuchungsergebnisse zur Schüttgutförderung in geneigten Schnecken. Tagungsbeitrag Fachtagung Schüttgutfördertechnik '99, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 23. und 24. September 1999.
- [Har-62] Harries, G. O.: Application of a radio-isotope to the determination of the annular thickness of grain in an auger Conveyor. J. agric. Engng. Res. Vol. 7 (1962) Nr. 2, S. 65-67.
- [Hun-87] Hunaeus, B.: Continuous bulk unloading of barges. Bulk Solids Handling Vol. 7, Nr. 5, Oktober 1987; S. 627-630.
- [Jan-85] Janssen, H. A.: Versuche über Getreidedruck in Silos. VDI-Zeitschrift 39 (1985), S. 1045-1049.
- [Jen-61] Jenike, A. W.: Gravity flow of bulk solids. University of Utah, Bulletin Nr. 108, 1961.
- [Joh-85] Johansson, R.: The Siwertell coal unloader at Kingsnorth - A case history. Bulk Solids Handling Vol. 5, Nr. 1, Februar 1985.
- [Joh-86] Johansson, R.: An economy-size ship unloader. Bulk Solids Handling Vol. 6, Nr. 5, Oktober 1986, S. 935-937.
- [Kön-60] König, A.; Riemann, U.: Untersuchungen am senkrechten Schneckenförderer. Landtechnische Forschung 10 (1960), Heft 2.
- [Kor-83] Korzen, Z.: Über das Spannungs- und Fließverhalten von Schüttgütern in vertikalen Verladeeinrichtungen. Aufbereitungstechnik Nr. 11 (1983), S. 656-661.
- [Lei-99] Leitner, J.: Untersuchungen zum Spalteinfluss und Einlauf des Fördergutes im senkrechten und steil geneigten Schneckenförderern. Dissertation Montanuniversität Leoben, 1999.
- [Lem-61] Lemmon, N. F.; Gunkel, W. W.; Rehkugler, G. E.: Design considerations and operating characteristics of an axially-flexible screw conveyor. Transactions of the ASAE Vol. 4 (1961) Nr. 1, S. 155-157.
- [Lvin-71] Lvin, J. B.: Analytical evaluation of pressures of granular materials on silo walls. Powder technology 4 (1970-71), S. 280-285.
- [Mol-85] Molerus, O.: Schüttgutmechanik - Grundlagen und Anwendungen in der Verfahrenstechnik. Berlin, Springer-Verlag, 1985.

- 
- [N.N.-85] N.N.: Moderne Schiffsentlader: Vielseitig, leistungsstark und umweltschonend. *Fördern und Heben* 35 (1985) Nr. 11, S. 856-859.
- [Nie-64] Nier, R.: Experimentelle Untersuchungen der Fördervorgänge und Leistungen an senkrechten und schrägen Schneckenförderern. Dissertation Universität Kiel, 1964.
- [Nil-71] Nilsson, L. G.: On the vertical screw conveyor for noncohesive bulk materials. *Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series* Nr. 64, Stockholm 1971.
- [Pahl-89] Pahl, M. H.: Lagern, Fördern und Dosieren von Schüttgütern, Verlag TÜV Rheinland, 1989.
- [Par-69] Parsons, J. D.; Schwiesow, W. F.; Burkhardt, G. J.: Fluid-flow analogy applied to auger conveyance of grains. *Transactions of ASAE* Vol. 12 (1969) Nr. 5, S. 616-620.
- [Pea-58] Peart, R. M.: Experimental vertical augers for a silo unloader. University of Illinois, Agricultural experiment station. *Bulletin* Nr. 631, 1958.
- [Pea-67] Peart, R. M.; Mc.Kenzie, A.; Herum, F. L.: Dimensional standards and performance-test procedures for screw conveyors. *Transactions of the ASAE* Vol. 10 (1967) Nr. 5, S. 667-669.
- [Per-86] Pereira, M.: Total bulk handling capability. A company profile of Simon-Solitec Ltd. *Bulk Solids Handling* Vol. 6, Nr. 1, Februar 1986, S. 181-183.
- [Pet-75] Peto, S.; Lobotka, J.: Analysis of input power on screw conveyor drive. *Acta Technol. Agric.* Vol.13 (1975), S. 111-130.
- [Rad-72] Rademacher, F. J. C.: De vertikale schroeftransporteur. Dissertation TH Twente, 1972.
- [Rad-77] Rademacher, F. J. C.: Are inclined screw-blades for vertical auger advantageous? *Transactions of the ASAE* Vol. 20 (1977) Nr. 6, S. 1142-1150.
- [Rad-79] Rademacher, F. J. C.: On the characteristics of vertical screw conveyors for free flowing bulk material. *VDI Forschungsheft* 592, 1979.
- [Rad-81] Rademacher, F. J. C.: On Seed Damage in Grain Augers. *J. agric. Engng. Res.* Vol. 13 (1981) Nr. 26, S. 87-96.

- [Rad-81] Rademacher, F. J. C.: On possible Flow Back in vertical screw conveyors for cohesionless granular materials. J. agric. Engng. Res. Vol. 26 (1981) Nr. 26, S. 225-250.
- [Reg-59] Regan, W. M.; Henderson, S. M.: Performance characteristics of inclined screw conveyors. Agric. Engng. Vol. 40 (1959) Nr. 8, S. 450-452.
- [Reh-62] Rehkugler, G. E.; Boyd, L. L.: Dimensional analysis of auger conveyor operation. Transactions of the ASAE Vol. 5 (1962), S. 98-102.
- [Reh-67] Rehkugler, G. E.: Screw conveyors state of art. Transactions of ASAE Vol. 10 (1967) Nr. 5, S. 615-618.
- [Rie-59] Riemann, U.: Untersuchungen am senkrechten Schneckenförderer. Dissertation Universität Kiel, 1959.
- [Rob-62] Roberts, A. W.; Willis, A. M.: Performance of grain augers. Proc. Instit. Mech. Engng. Vol.176 (1962) Nr. 8, S. 165-194.
- [Rob-64] Roberts, A. W.: An investigation of grain vortex motion with relation to the Performance within vertical grain augers. Proc. Instit. Mech. Engng. Vol. 178 Pt. 1 (1963-64) Nr. 12, S. 293-310.
- [Ross-61] Ross, I. J.; Isaacs, G. W.: Forces acting in stacks of granular material I. Transactions of ASAE Vol. 4 (1961) Nr. 1, S. 92-96.
- [Ross-61b] Ross, I. J.; Isaacs G. W.: Capacity of enclosed screw conveyors handling granular materials II. Transactions of ASAE Vol. 4 (1961) Nr. 1, S. 97-100 und 104-107.
- [San-71] Sands, L. D.; Hall, G. E.: Damage to shelled corn during transport in a screw conveyor. Transactions of the ASAE Vol. 14 (1971) Nr. 3, S. 584-585.
- [Schu-89] Schulze, D.; Schwedes, J.: Der Fördervorgang in biegsamen Schneckenförderern. Fördern und Heben 39 (1989) Nr. 3, S. 231-235.
- [Schum-87] Schumacher, W.: Zum Förderverhalten von Bunkerabzugs-schnecken mit Vollblattwendeln. Dissertation RWTH Aachen, 1987.
- [Schwe-68] Schwedes, J.: Fließverhalten von Schüttgütern in Bunkern. Weinheim, Verlag Chemie, 1968.
- [Schwe-82] Schwedes, J.: Entwicklung der Schüttguttechnik seit 1974. Aufbereitungstechnik 23 (1982) Nr. 8, S. 402-410.

- 
- [Sin-59] Sinha, G. L.: Untersuchung zum Fördervorgang beim senkrechten Schneckenförderer. Dissertation TU Hannover, 1959.
- [Stad-86] Stadler, R.: Stationäres, schnelles Fließen von dichtgepackten, trockenen und feuchten Schüttgütern. Dissertation TH Karlsruhe, 1986.
- [Stahl-94] Stahl, H.: Beitrag zur Förderung leicht fließender, feinkörniger Schüttgüter im senkrechten Schneckenförderer unter Spalteinfluss. Dissertation TU München, 1994.
- [Ste-62] Stevens, G. N.: Performance tests on experimental auger conveyors. J. agric. Engng. Res. Vol. 7 (1962) Nr. 1, S. 47-60.
- [Ste-66] Stevens, G. N.: Aspects of the performance of small auger grain conveyors. J. agric. Engng. Res. Vol. 11 (1966) Nr. 1, S. 11-18.
- [Ste-68] Stevens, G. N.: Handling groundnuts with an auger conveyor. J. agric. Engng. Res. Vol. 13 (1968) Nr. 1, S. 44-48.
- [Stein-76] Stein, D. H.: Untersuchungen an Steil- und Senkrechtförderern für den Transport von Futtermitteln. Dissertation TU Dresden, 1976.
- [Sto-87] Stosnach, K.: Schiffsentlader nach dem Screw-Conveyor-Prinzip bieten gute Restentladung. Fördern und Heben 37 (1987) Nr. 6, S. 395-398.
- [Str-68] Stropfel, A.: Spannungszustände in lagernden körnigen Haufwerken in der Nähe einer ebenen Wand. VDI-Forschungsheft 525, 1968.
- [Sza-64] Szabo, I.: Einführung in die technische Mechanik. Springer-Verlag, Berlin, 1964.
- [Ted-74] Tedder, W.: Neue Erkenntnisse zur Feststoff-Förderung in senkrechten Schneckenförderern. Fördern und Heben 24 (1974) Nr. 12, S. 1147-1150.
- [Tru-80] Truckenbrodt, E.: Fluidmechanik. Band I. Springer-Verlag, Berlin, 1980.
- [Voll-00] Vollmann, A.: Untersuchung der Schüttgutförderung in geeigneten Schneckenförderern. Dissertation TU München, 2000.
- [Wal-66] Walker, D. W.: An approximate theory for pressures and arching in hoppers. Chem. Engng. Sci. vol. 21 (1966), S. 975-997.

- [Wal-73] Walters, J. K.: A theoretical analysis of stresses in silos with vertical walls. Chem. Engng. Sci. vol. 28 (1973), S. 13-21.
- [Wei-90] Weidner, J.: Vergleich von Stoffgesetzen granularer Schüttgüter zur Silodruckermittlung. Dissertation TH Karlsruhe, 1990.
- [Wil-69] Wilkes, R. S.: Developing augers to convey forage. Agricultural Engineering Vol. 50, 1969, Nr.2, S. 82 und 95.
- [Wild-98] Wildgruber, A.: Experimentelle Untersuchung zur Bestimmung des Leistungsverlustes im Spalt steiler Schneckenförderer. Unveröffentlichte Studienarbeit. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, TU München, 1998.
- [Wilms-83] Wilms, H.: Spannungsberechnung in Silos mit der Charakteristikenmethode. Dissertation TU Braunschweig, 1983.

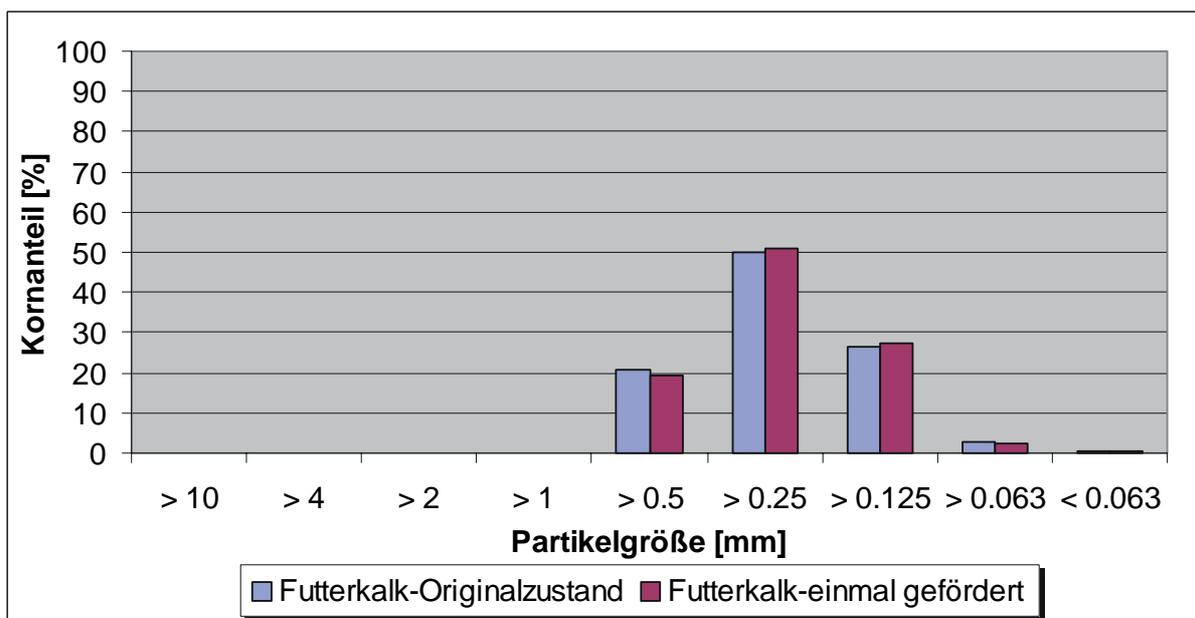


## Anhang A: Futterkalk

### ► Schüttgutkennwerte:

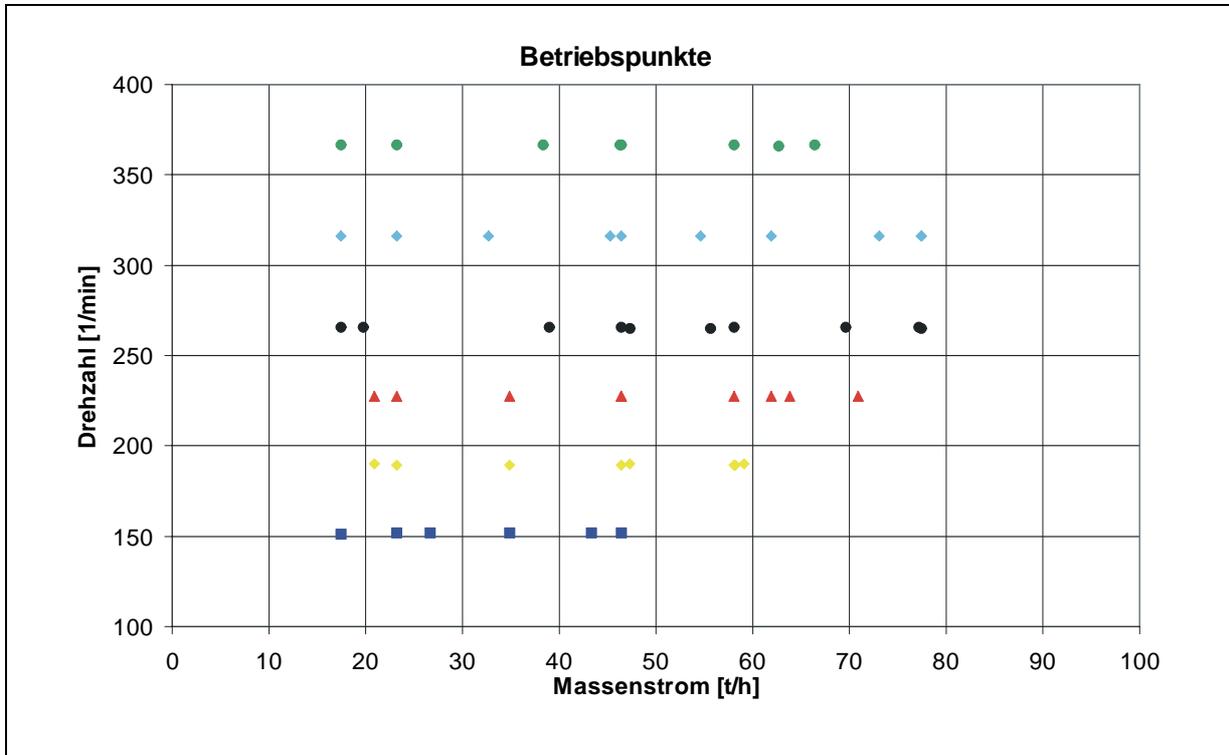
Schüttdichte:	1530	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	1	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	38	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,58	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

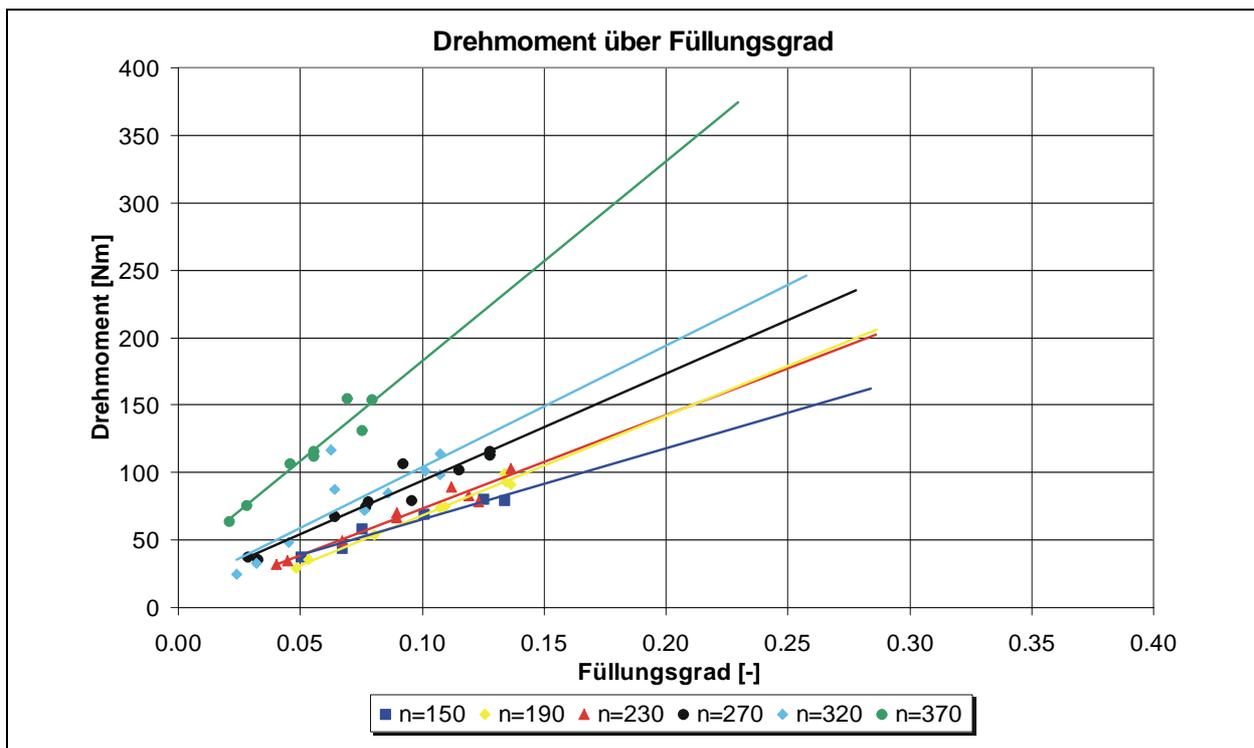


# A1 Futterkalk (horizontal)

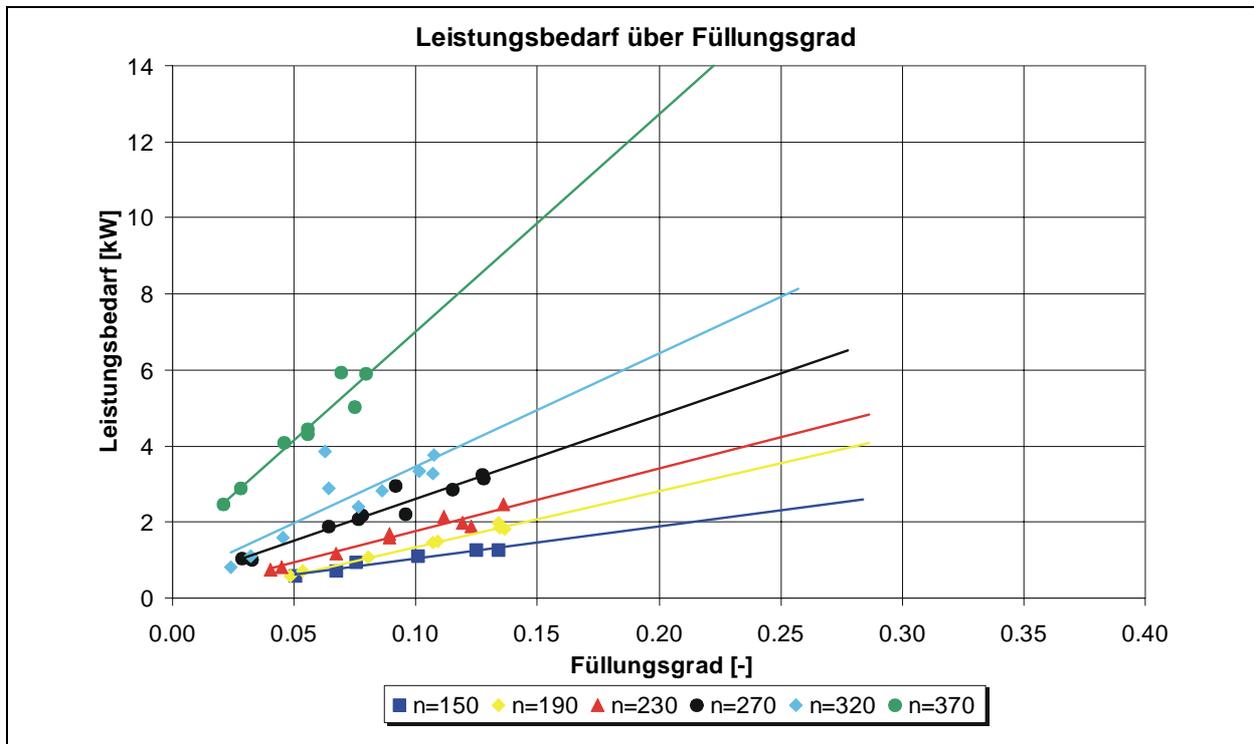
## ► Betriebspunkte:



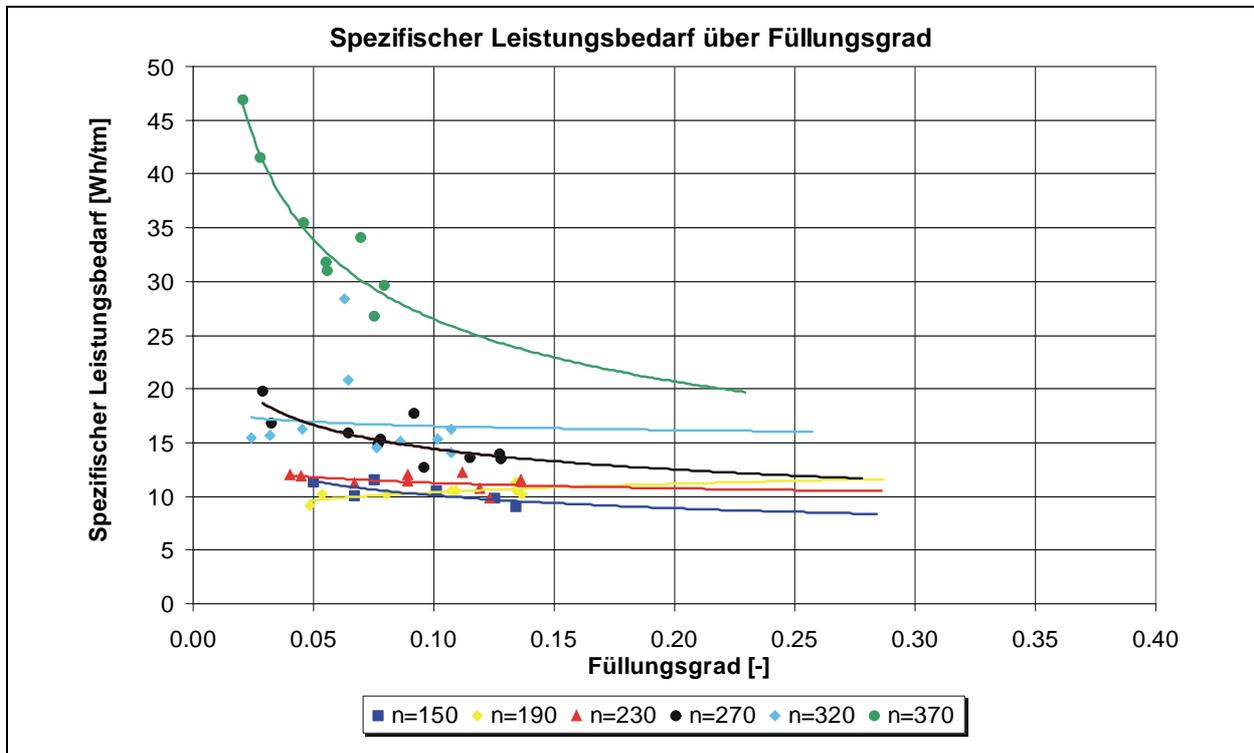
## ► M (φ)



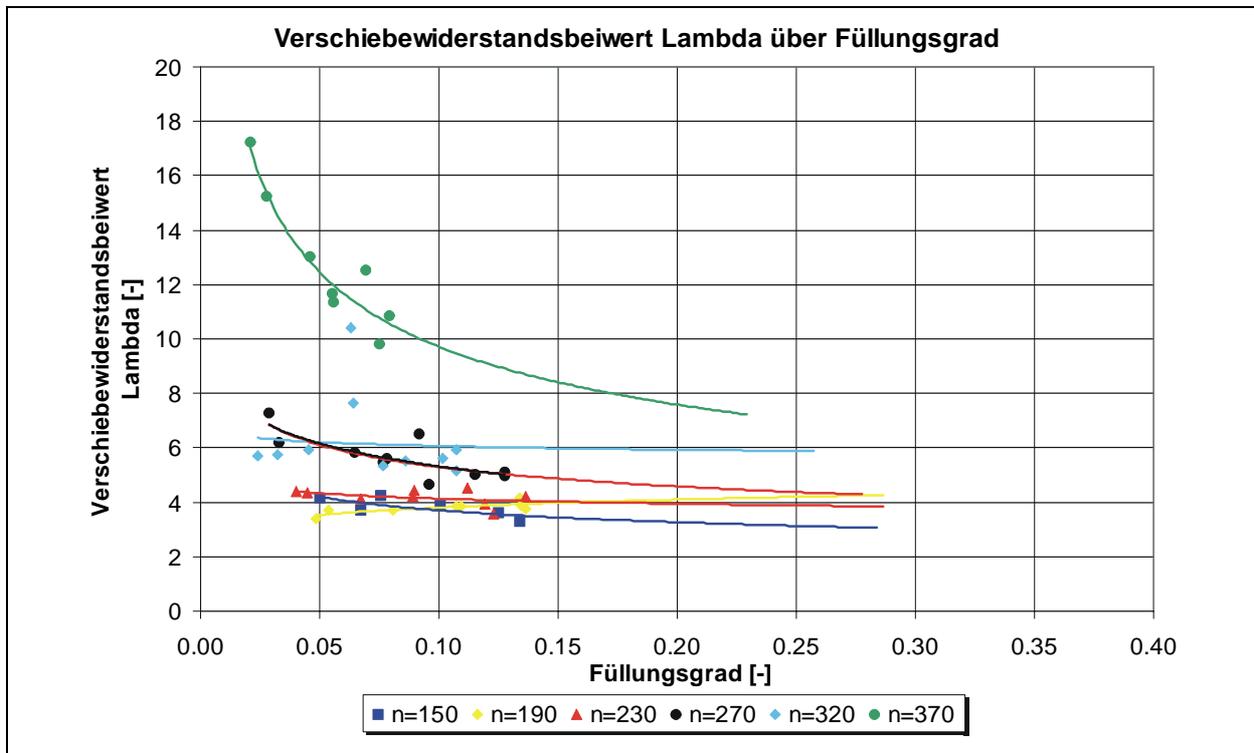
►  $P(\varphi)$



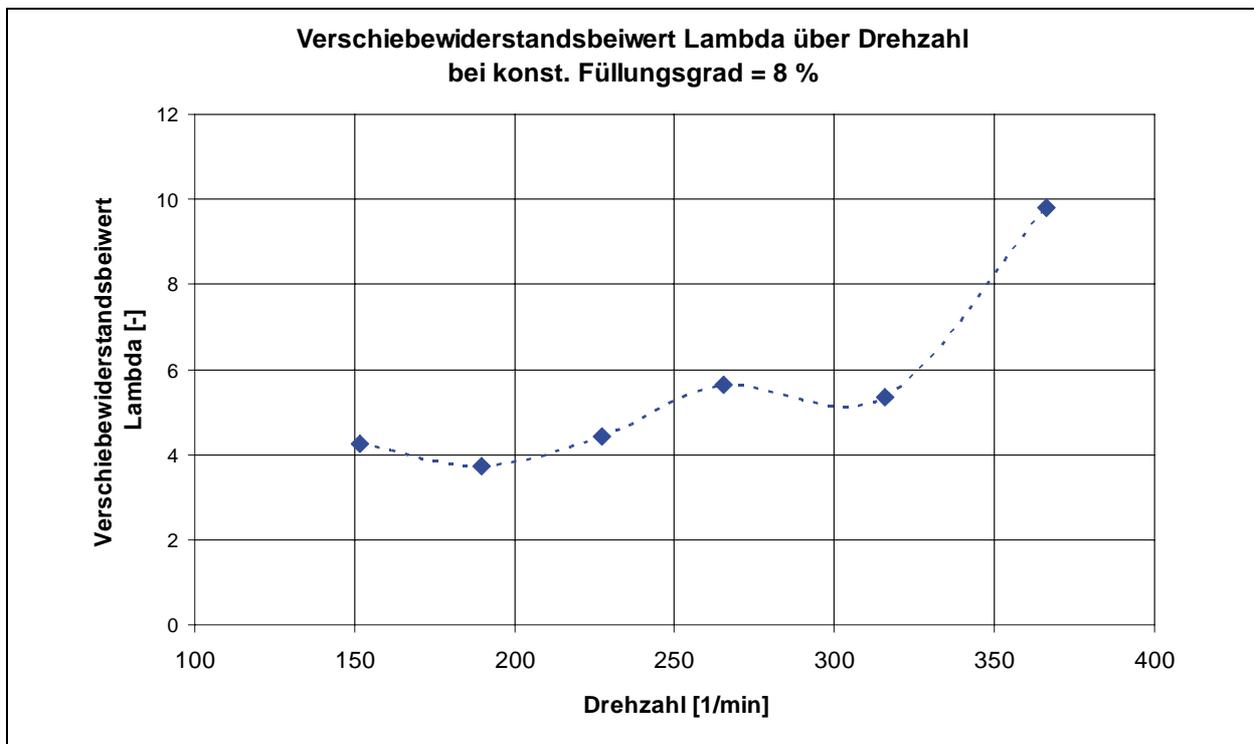
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

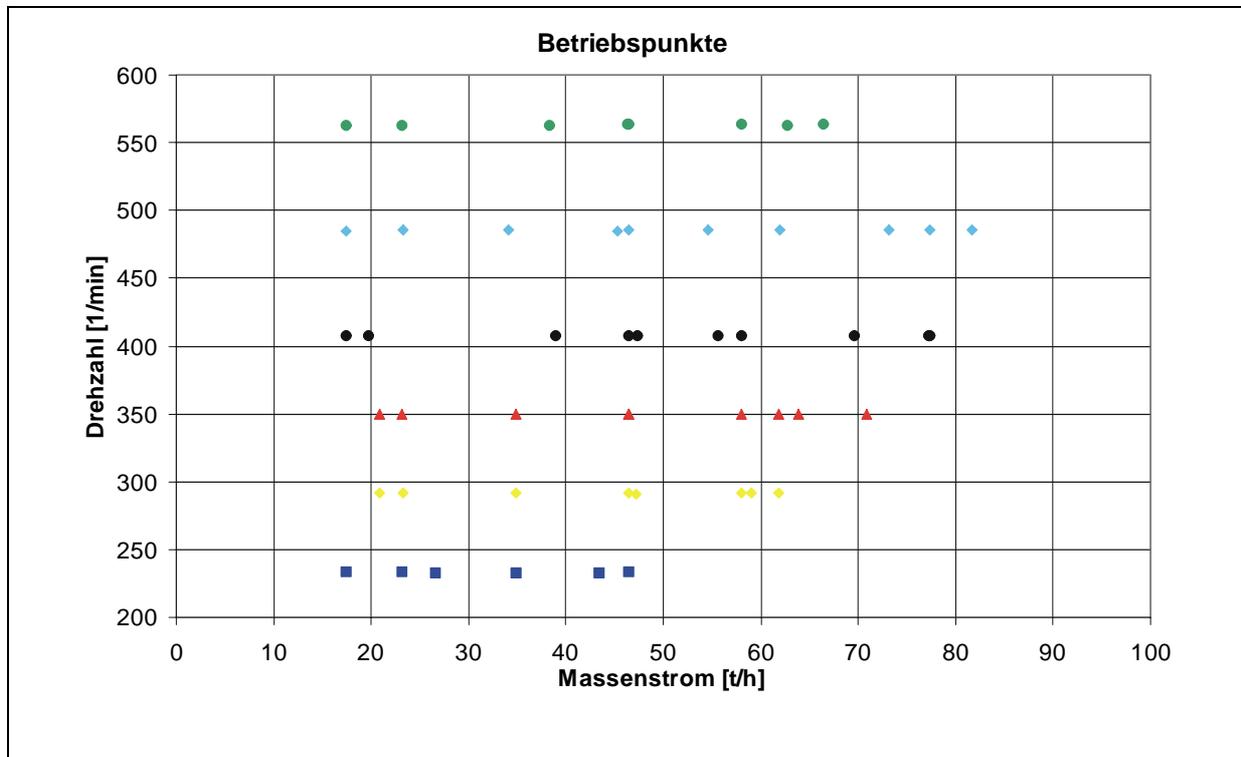


►  $\lambda(n)$

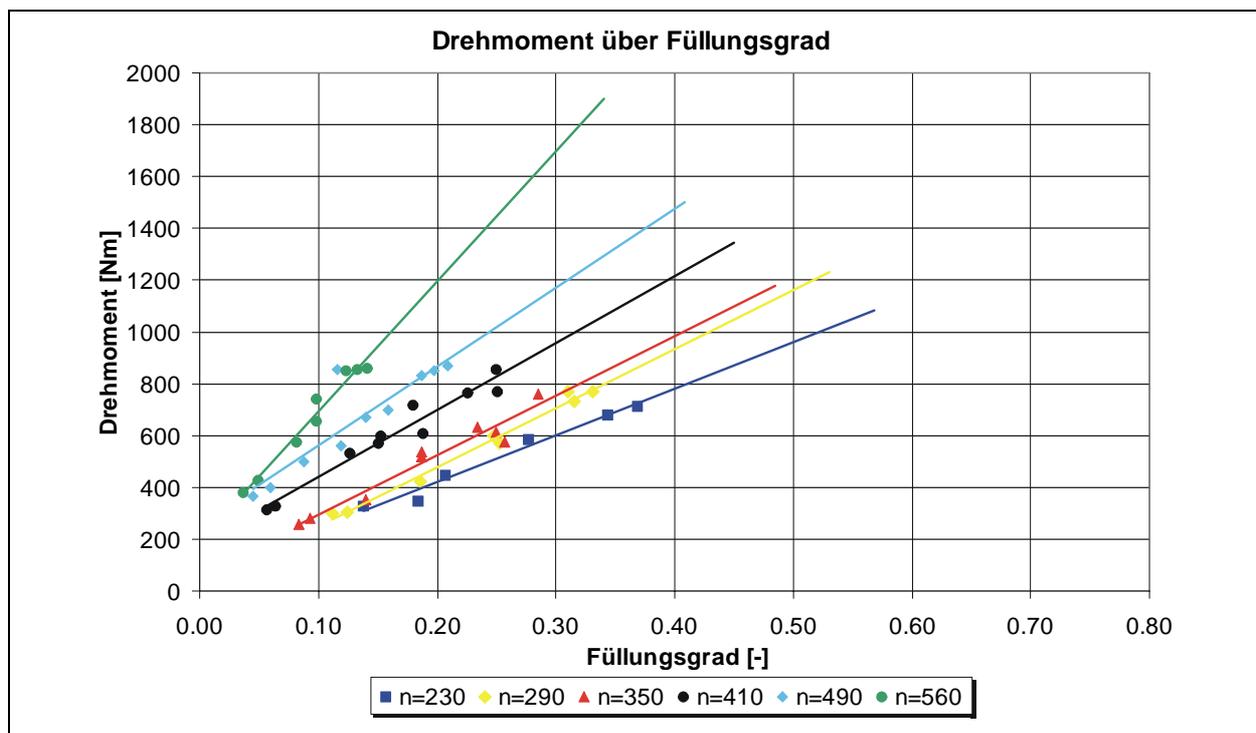


## A2 Futterkalk (vertikal)

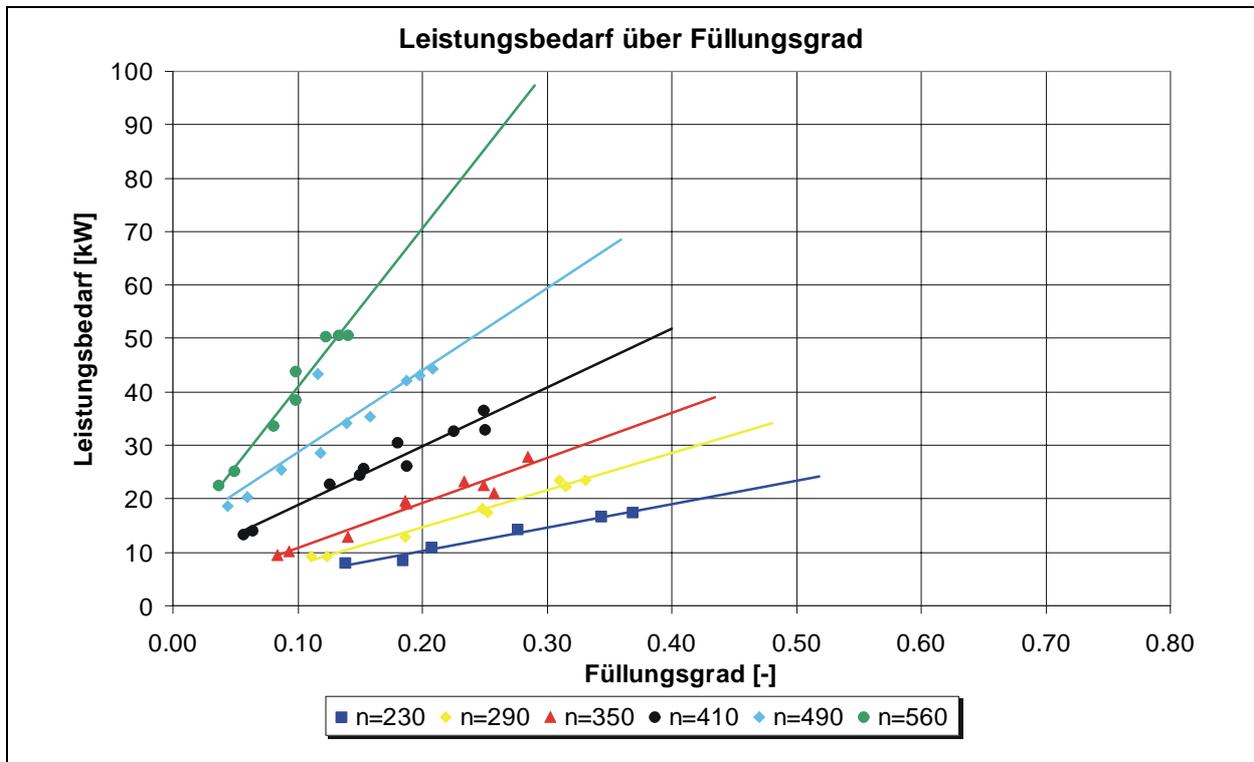
### ► Betriebspunkte:



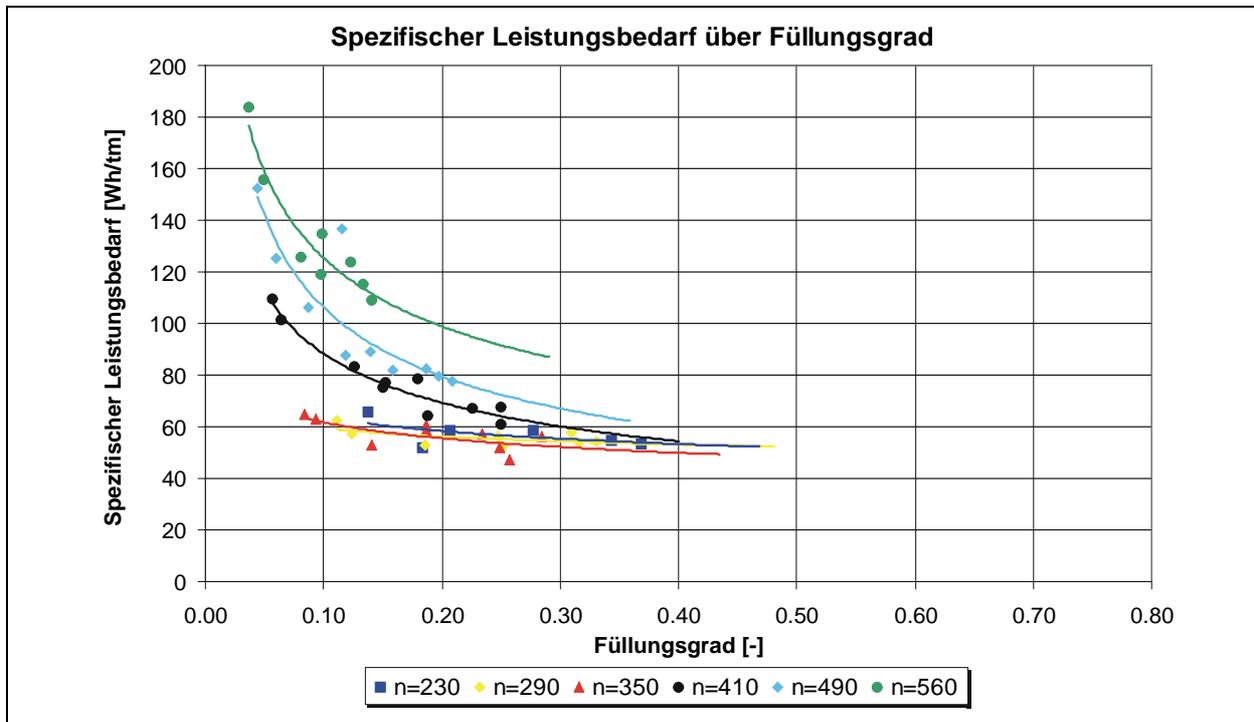
### ► M ( $\varphi$ )



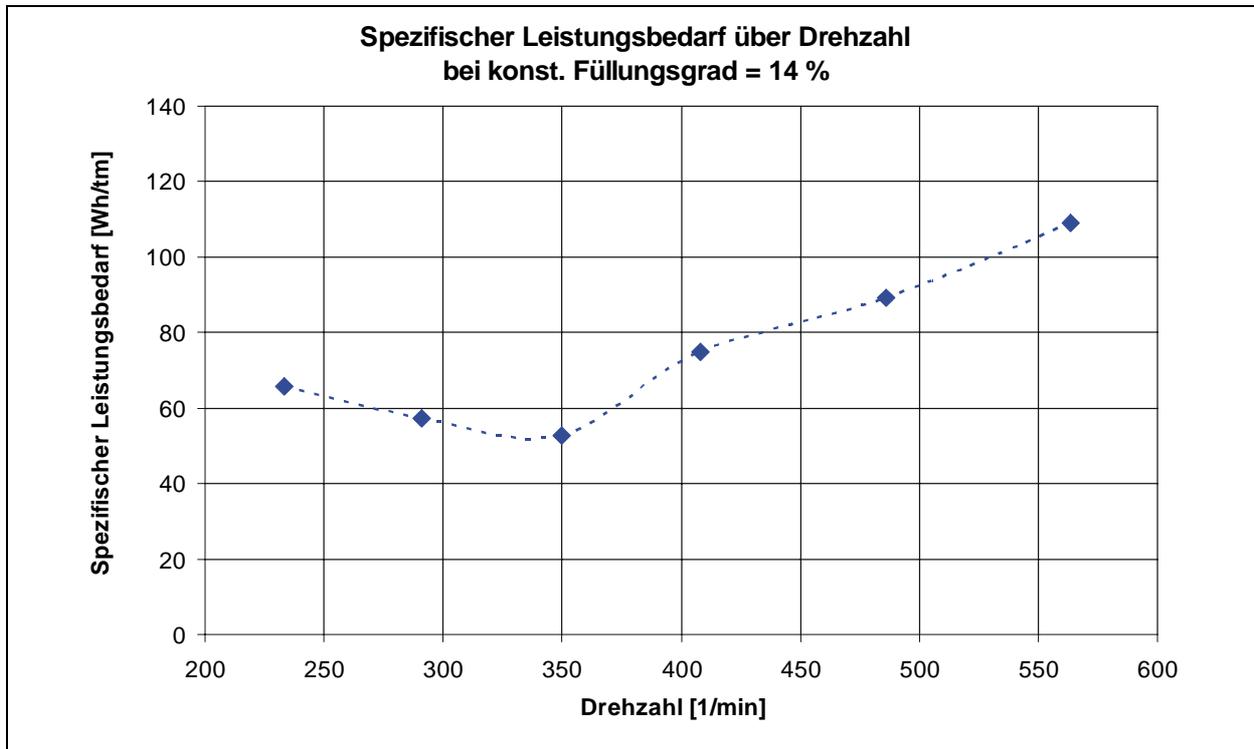
►  $P(\varphi)$



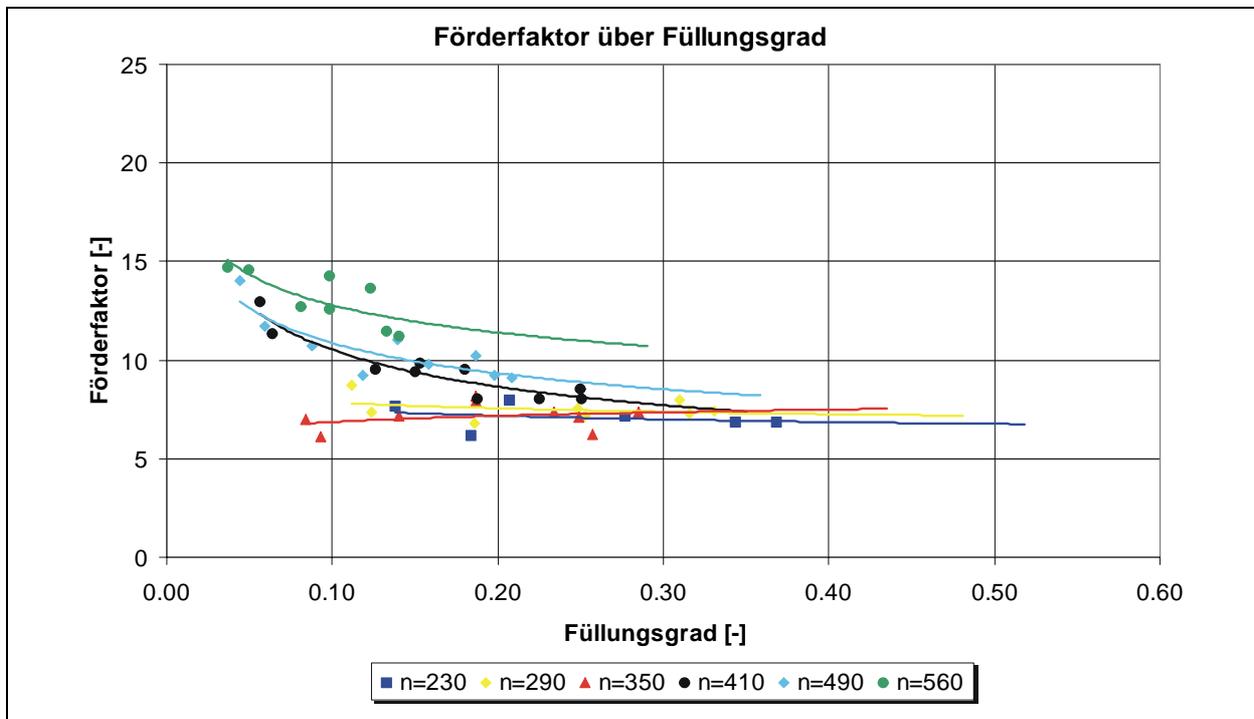
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

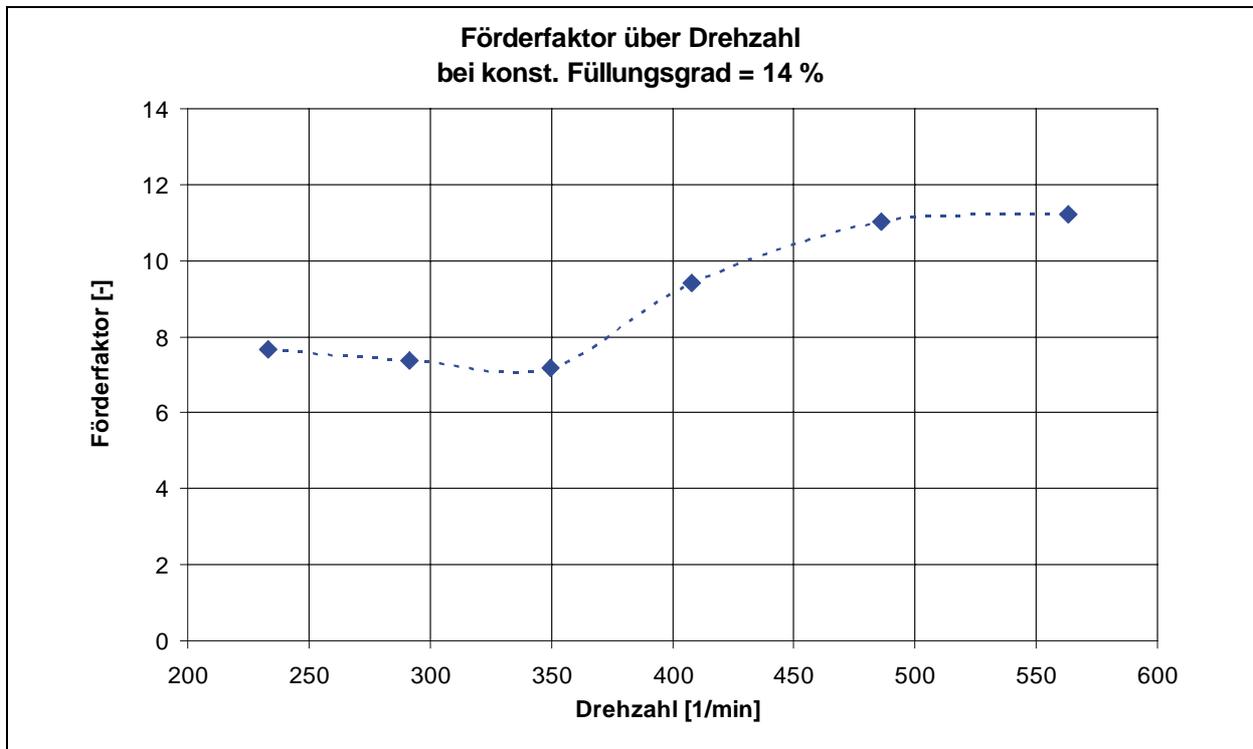


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



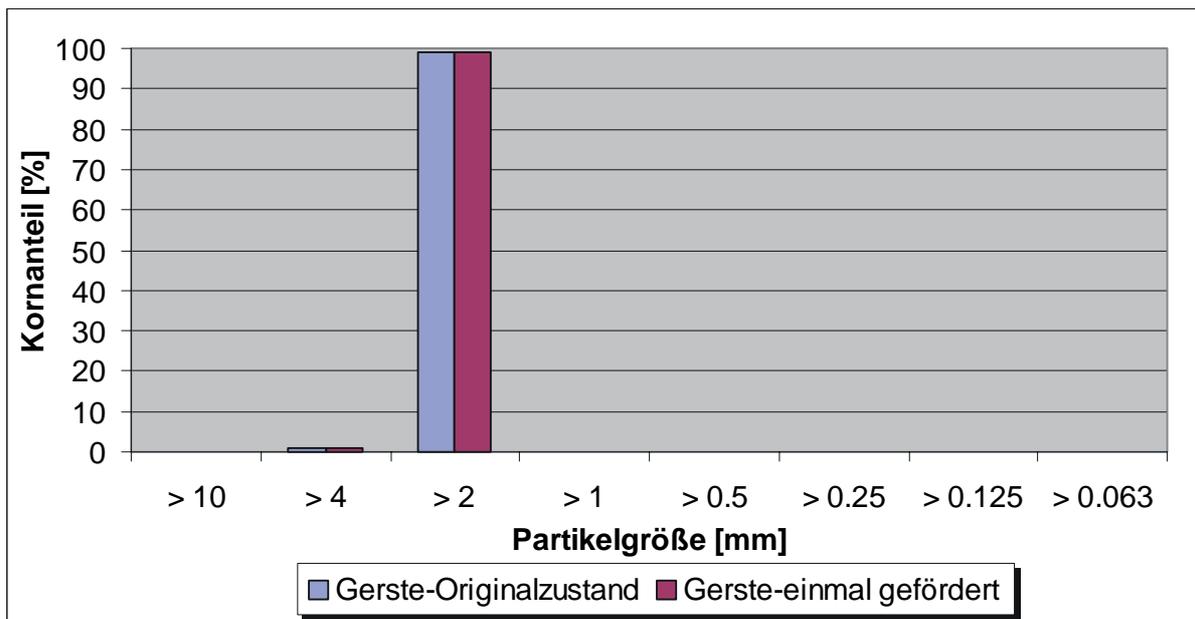
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang B: Gerste

### ► Schüttgutkennwerte:

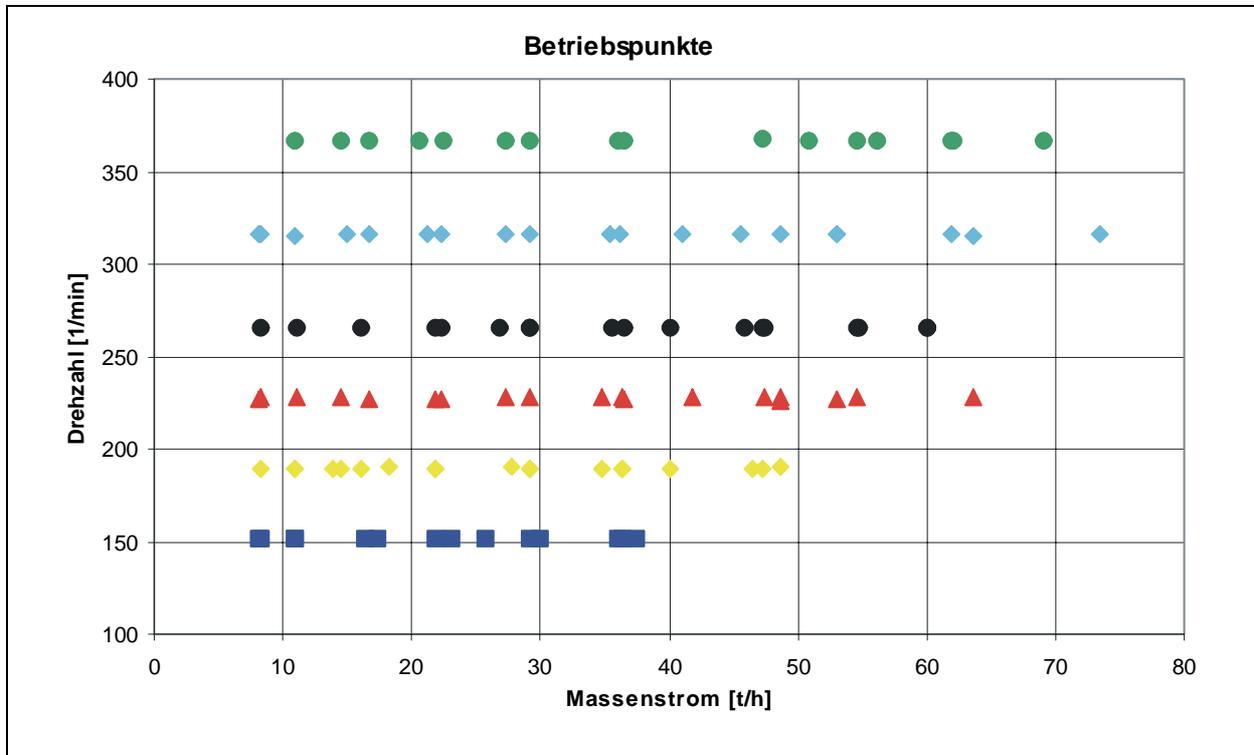
Schüttdichte:	720	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	10	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	36	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,47	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

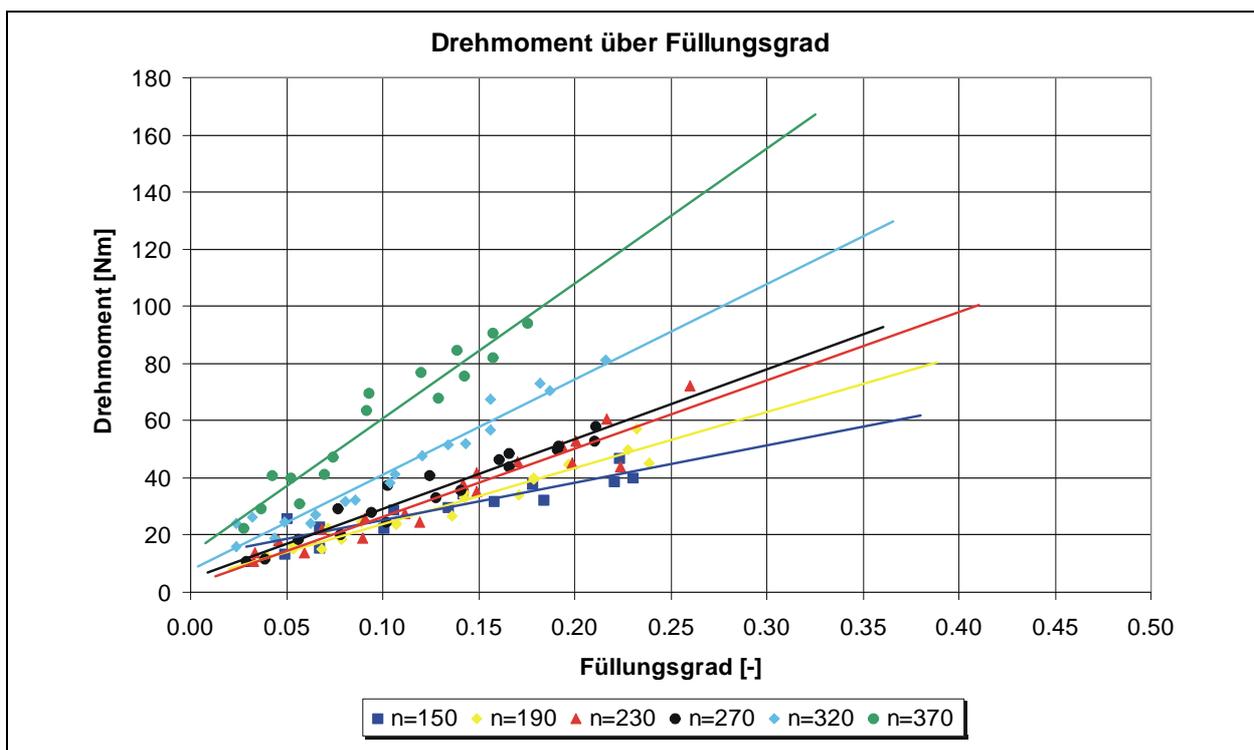


## B1 Gerste (horizontal)

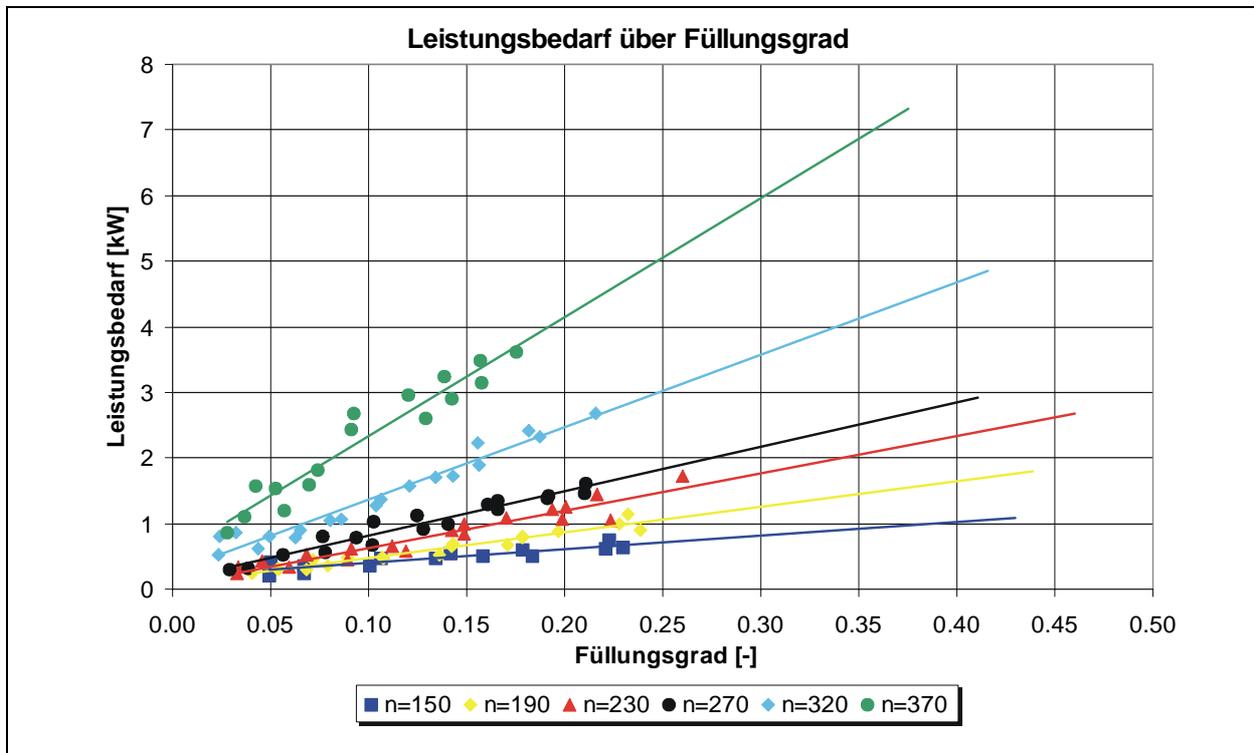
### ► Betriebspunkte



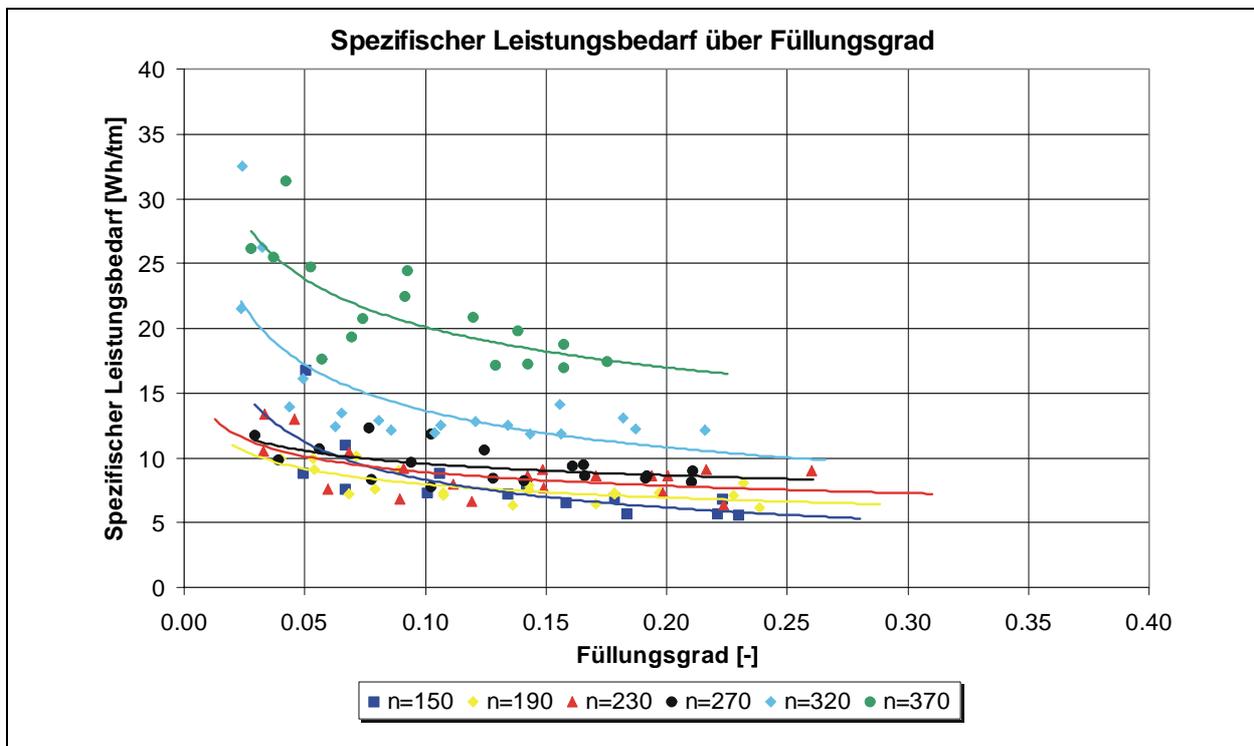
### ► M ( $\varphi$ )



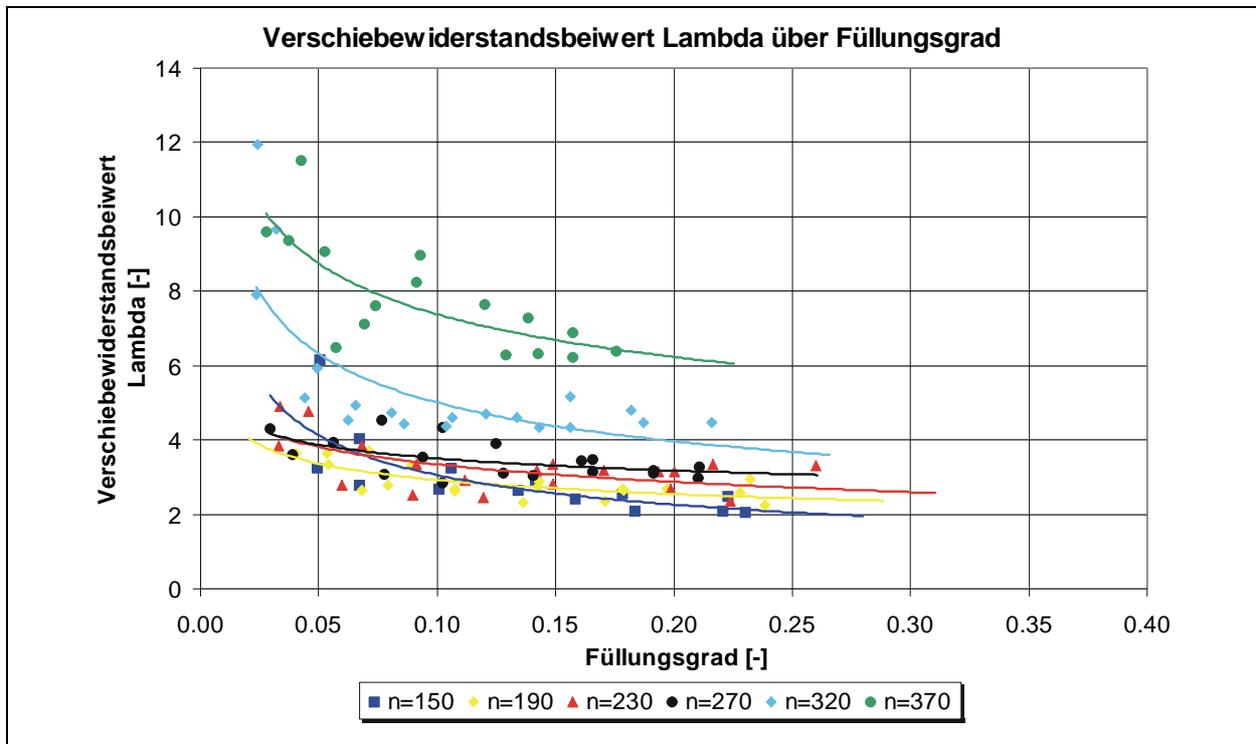
►  $P(\varphi)$



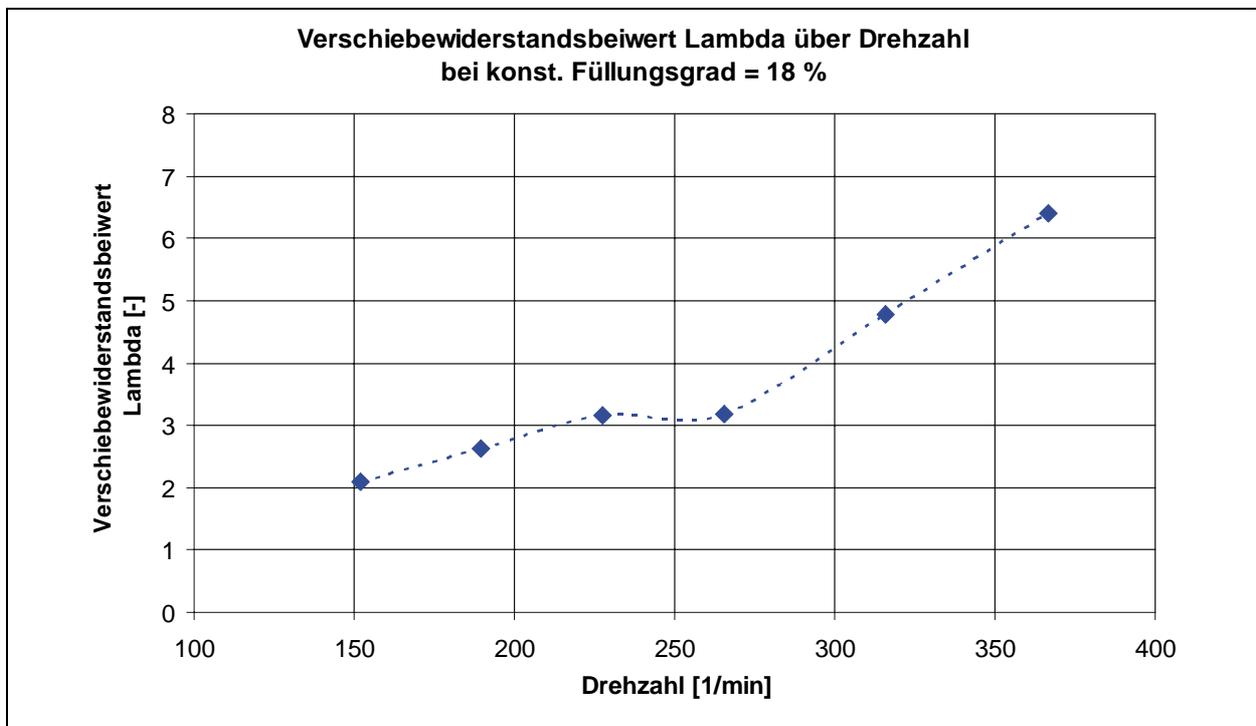
►  $P_{spez}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

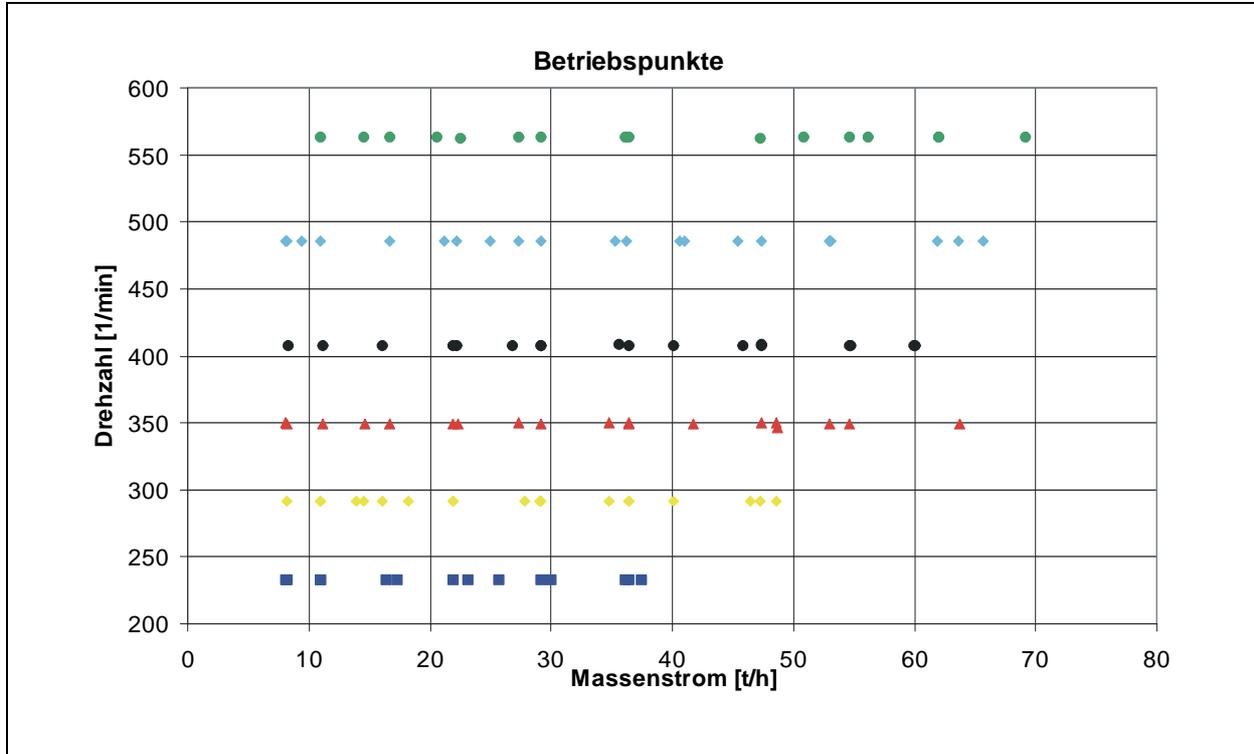


►  $\lambda(n)$

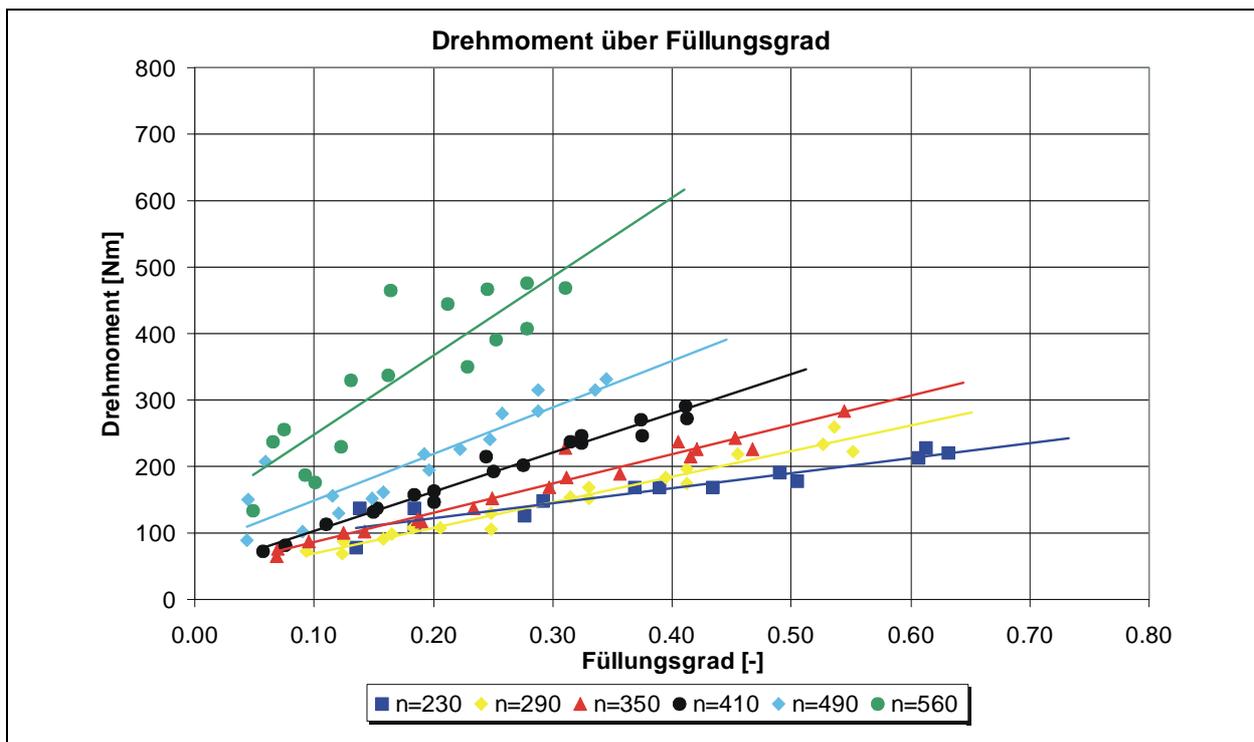


## B2 Gerste (vertikal)

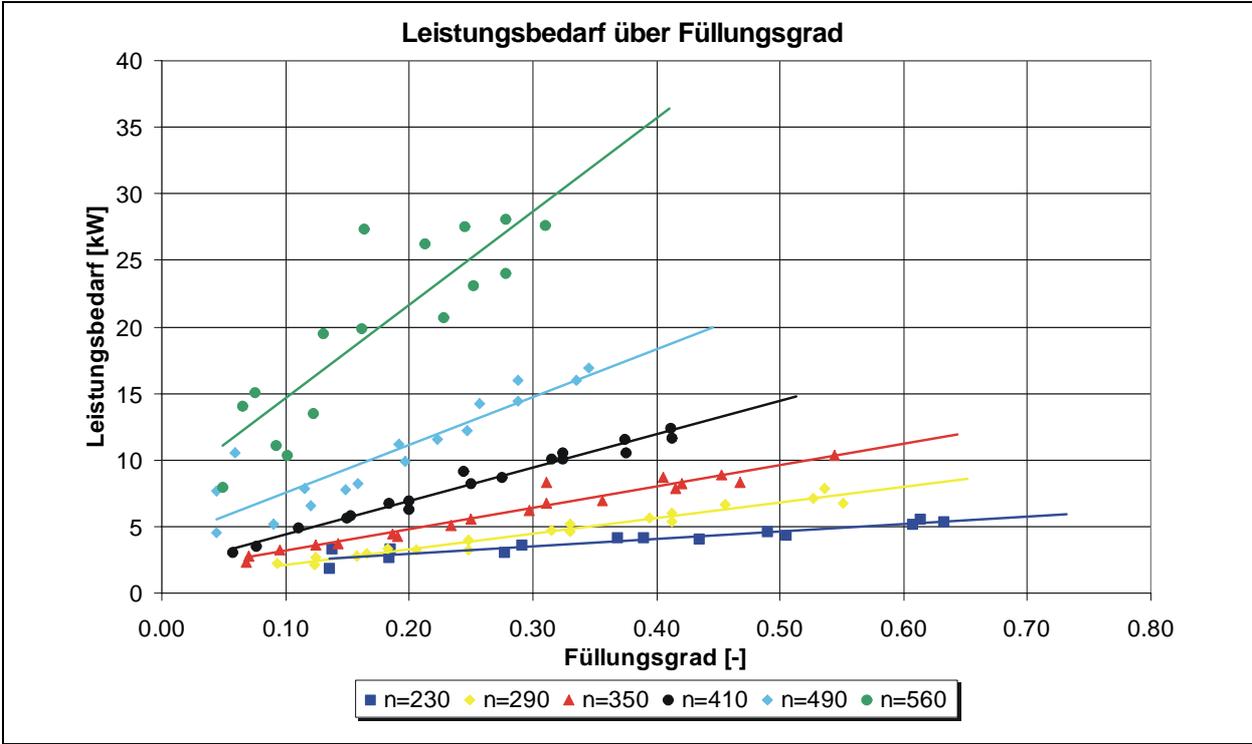
### ► Betriebspunkte



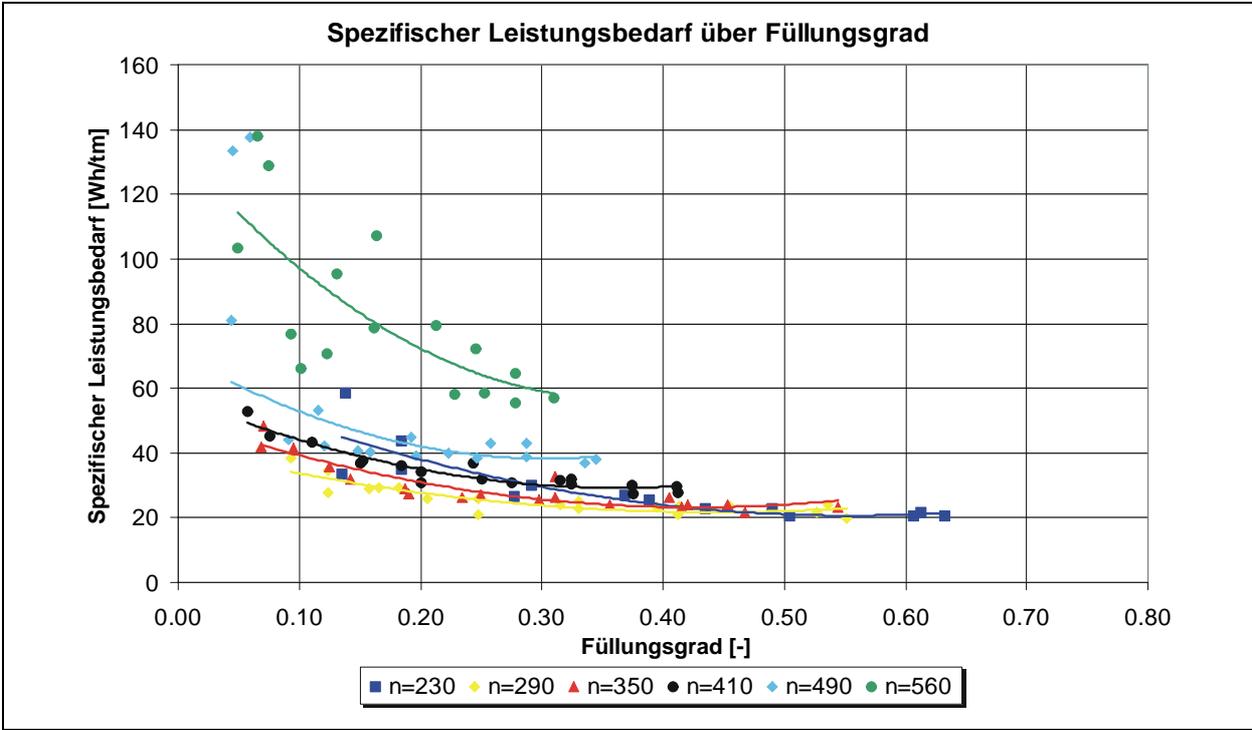
### ► M ( $\varphi$ )



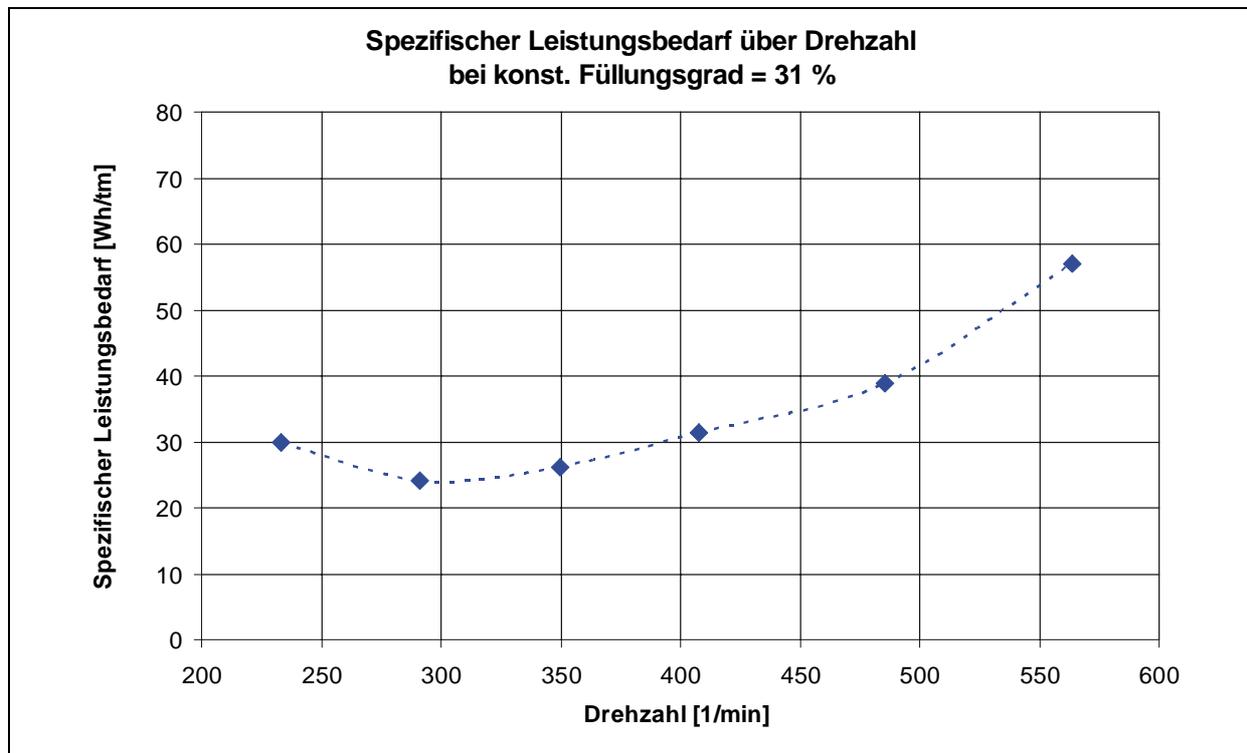
►  $P(\varphi)$



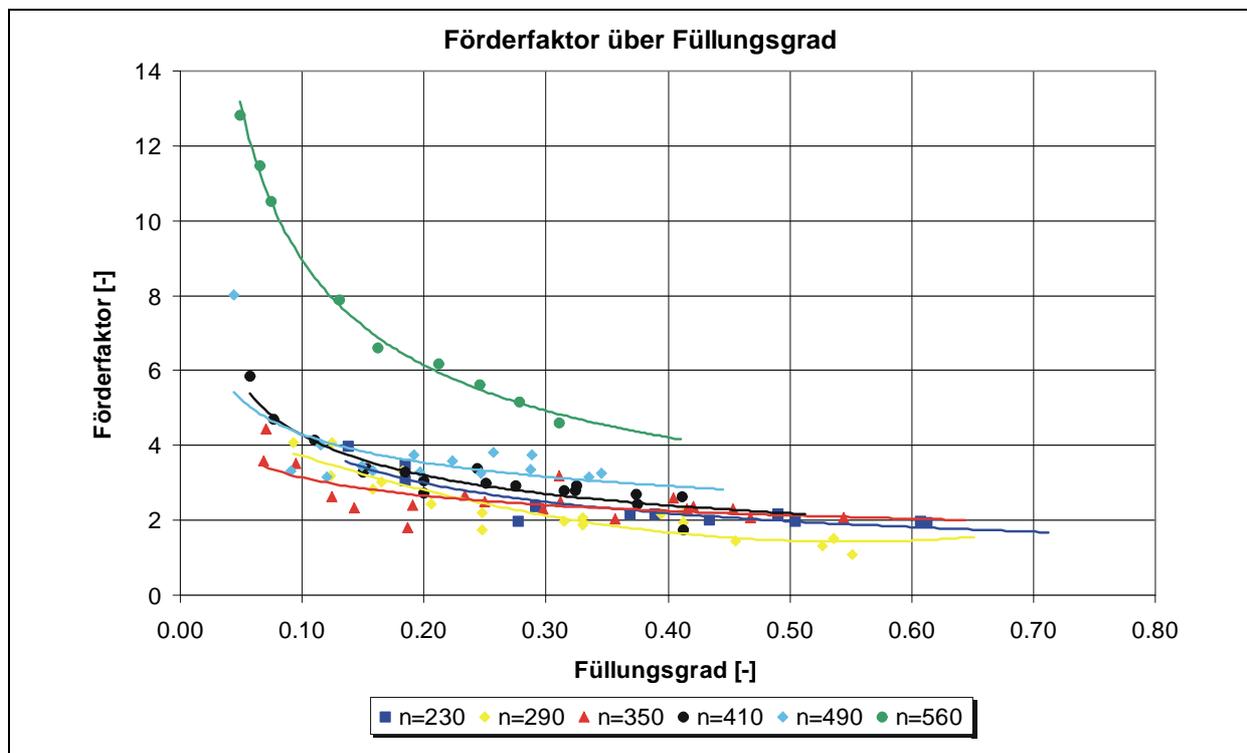
►  $P_{spez}(\varphi)$

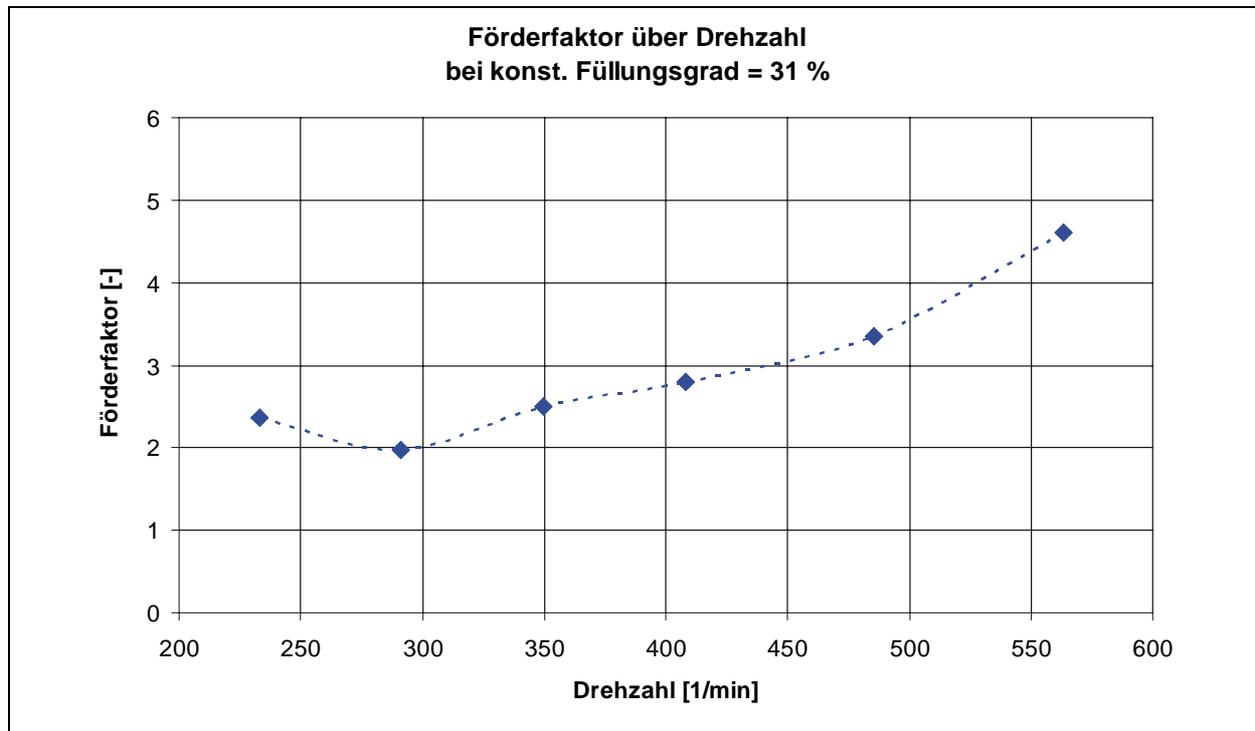


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



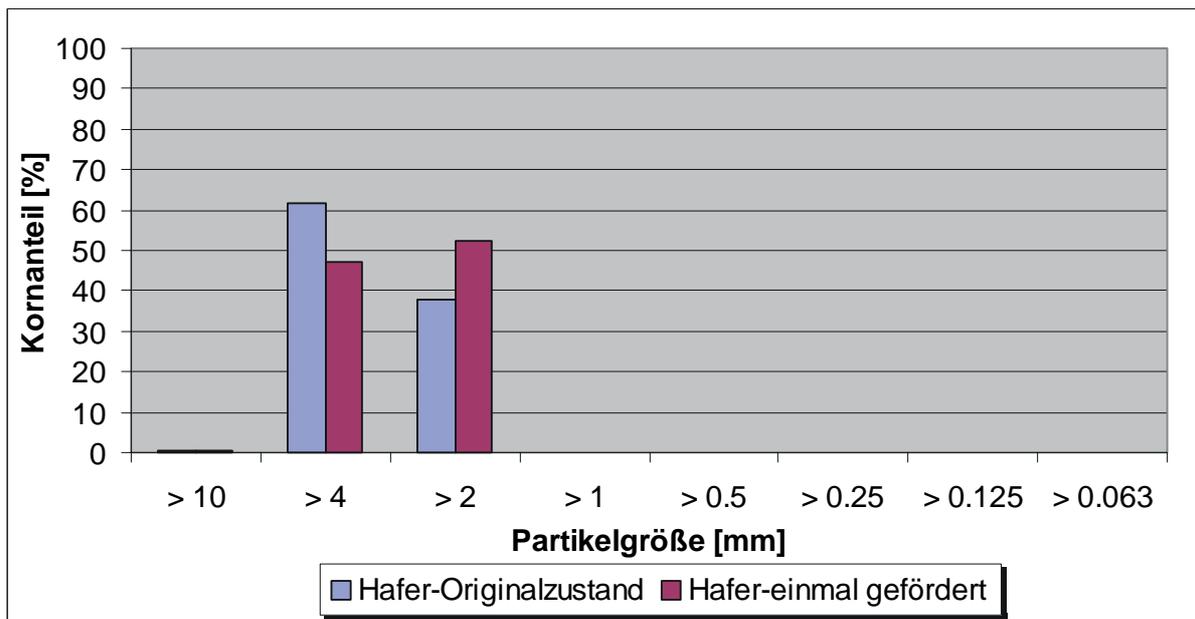
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang C: Hafer

### ► Schüttgutkennwerte:

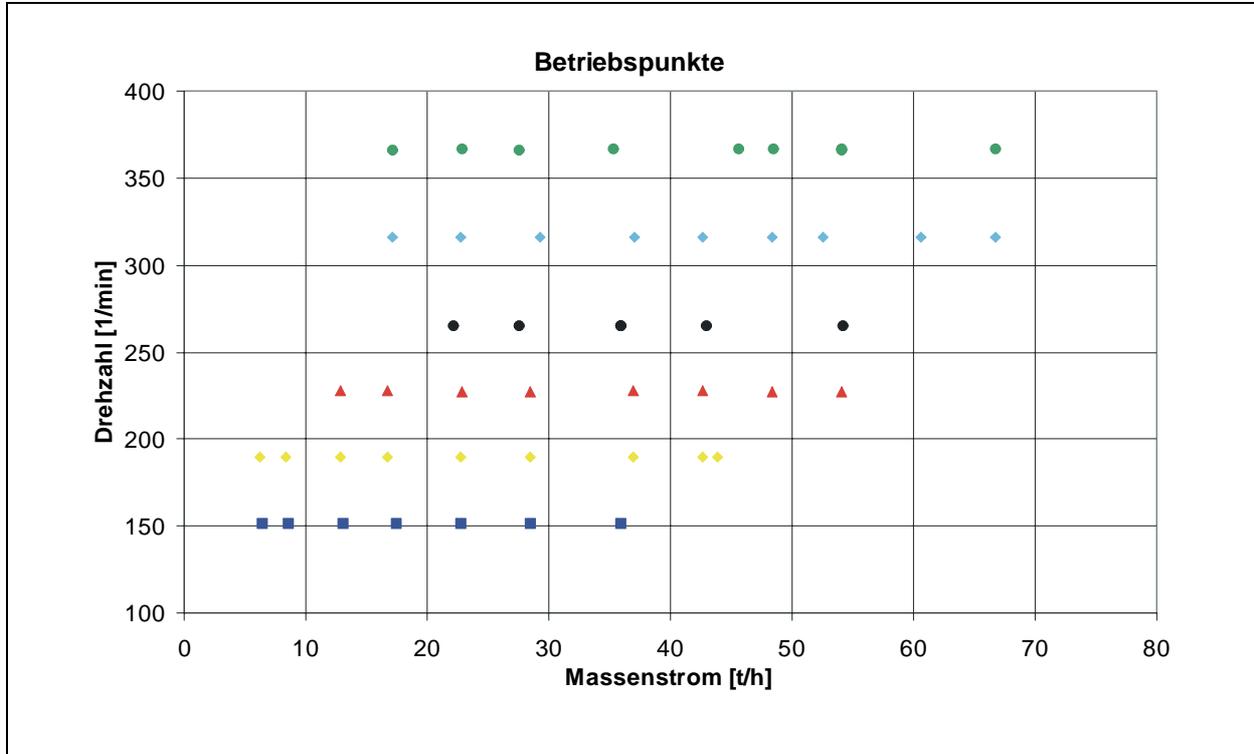
Schüttdichte:	560	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	14	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	29	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,45	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

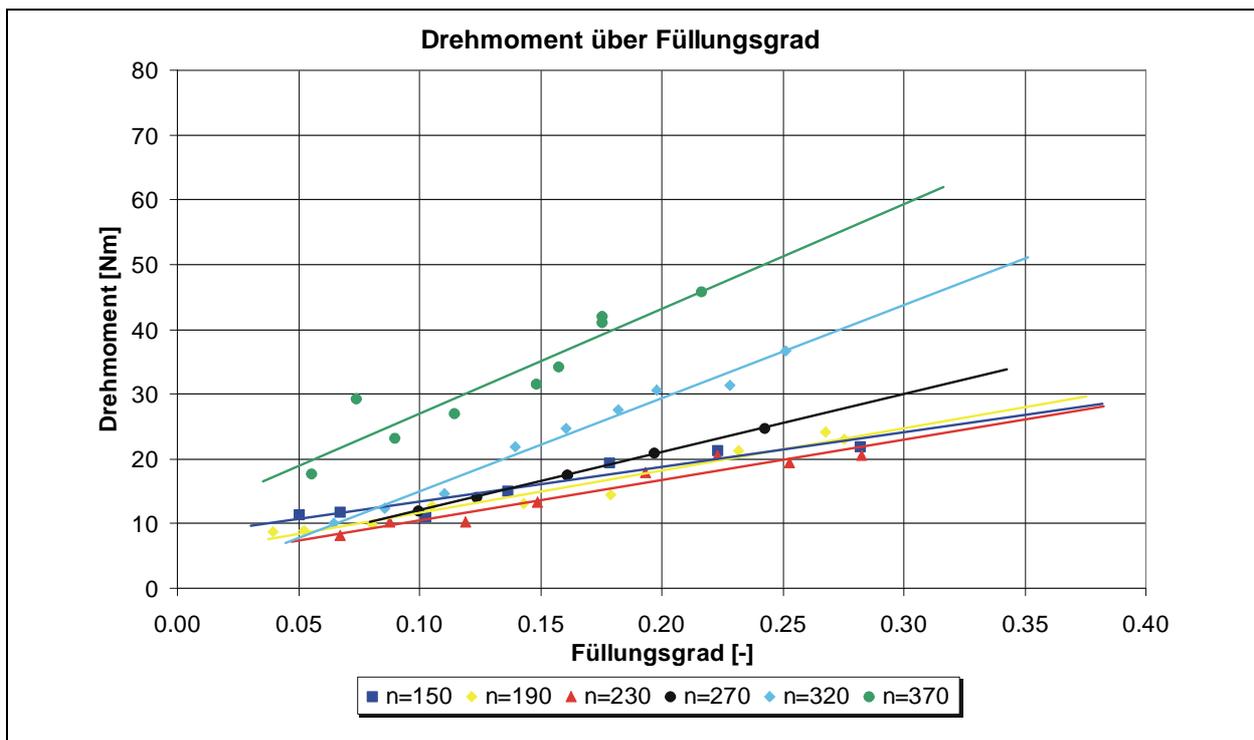


# C1 Hafer (horizontal)

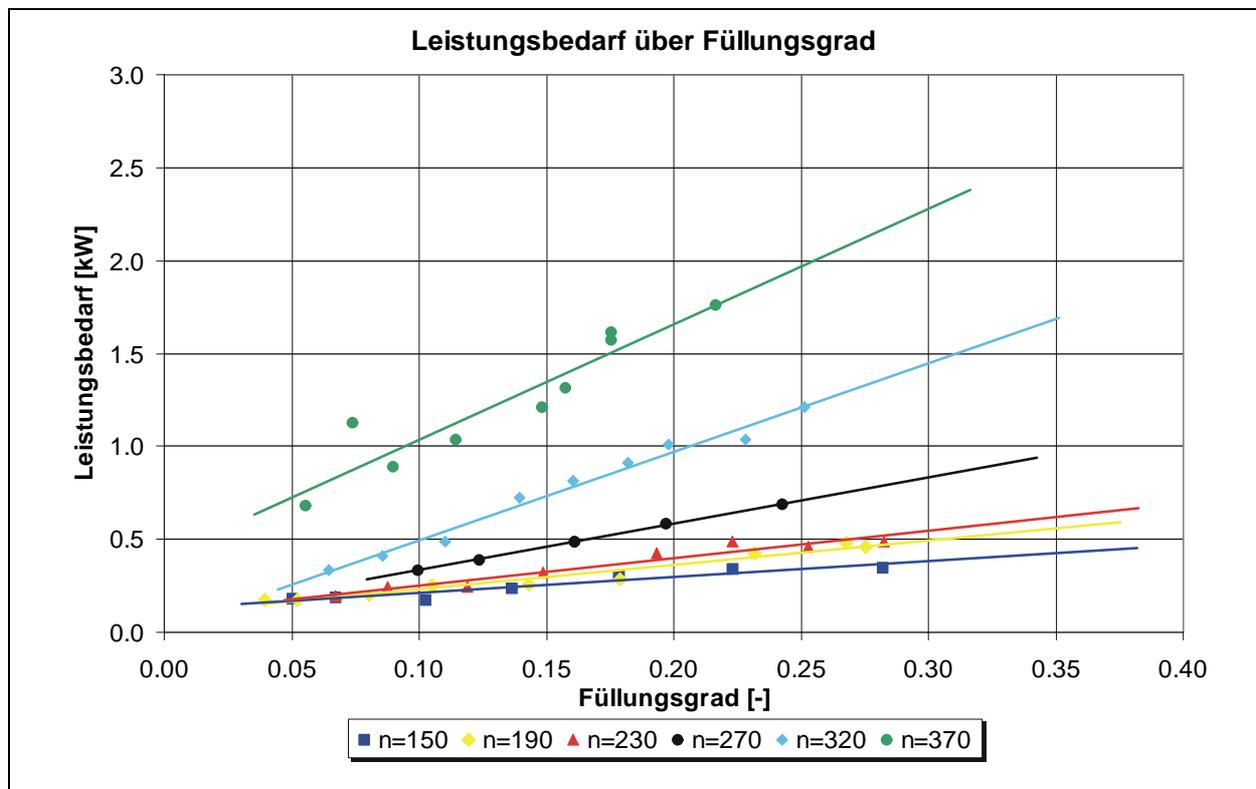
## ► Betriebspunkte



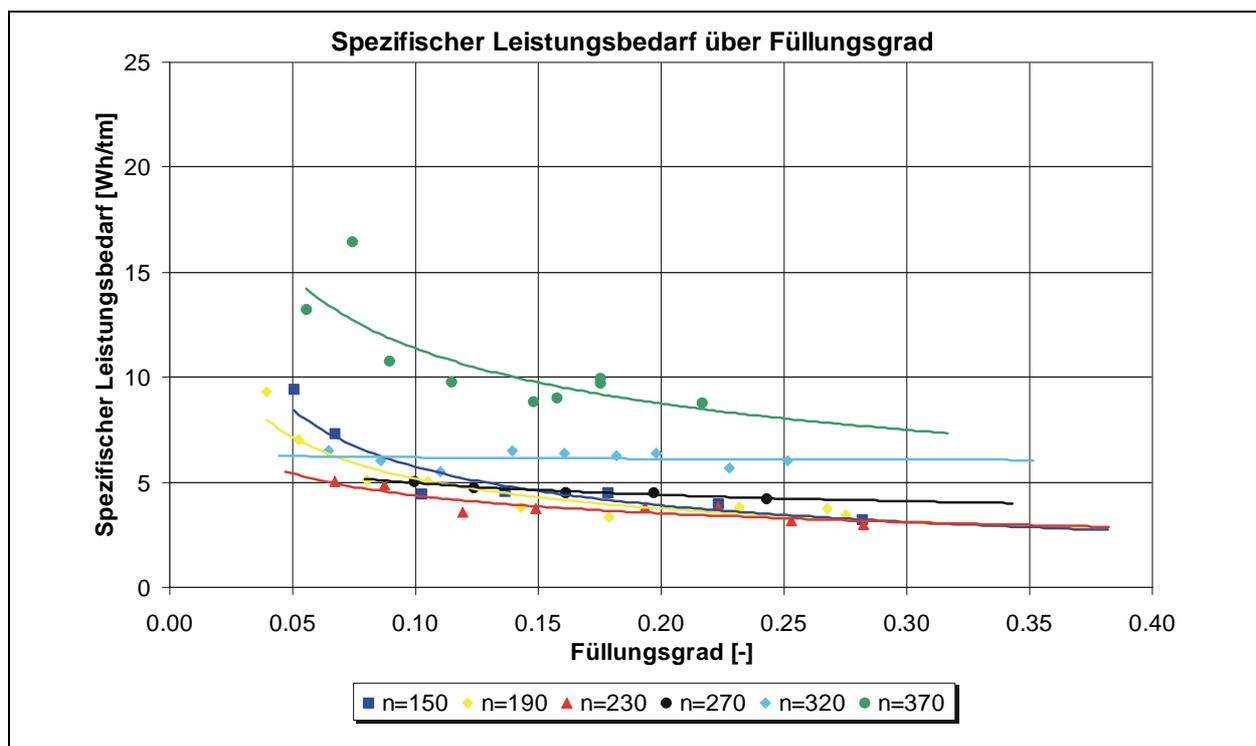
## ► M ( $\varphi$ )



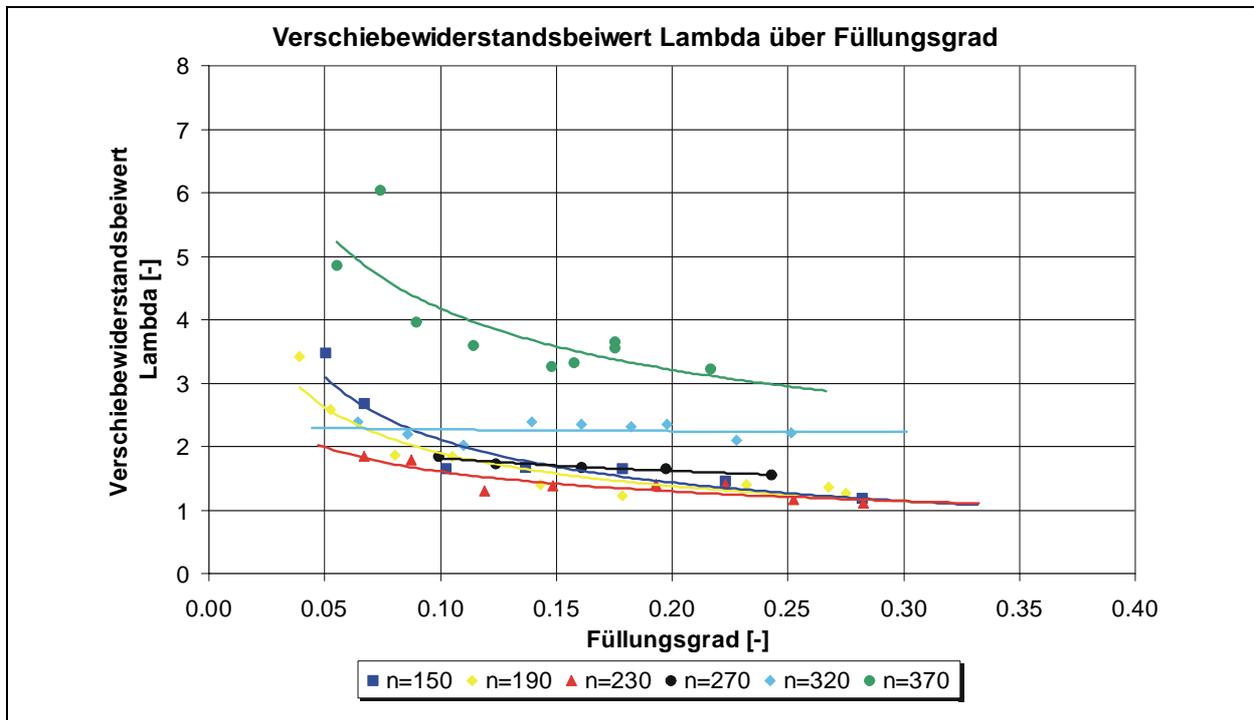
►  $P(\varphi)$



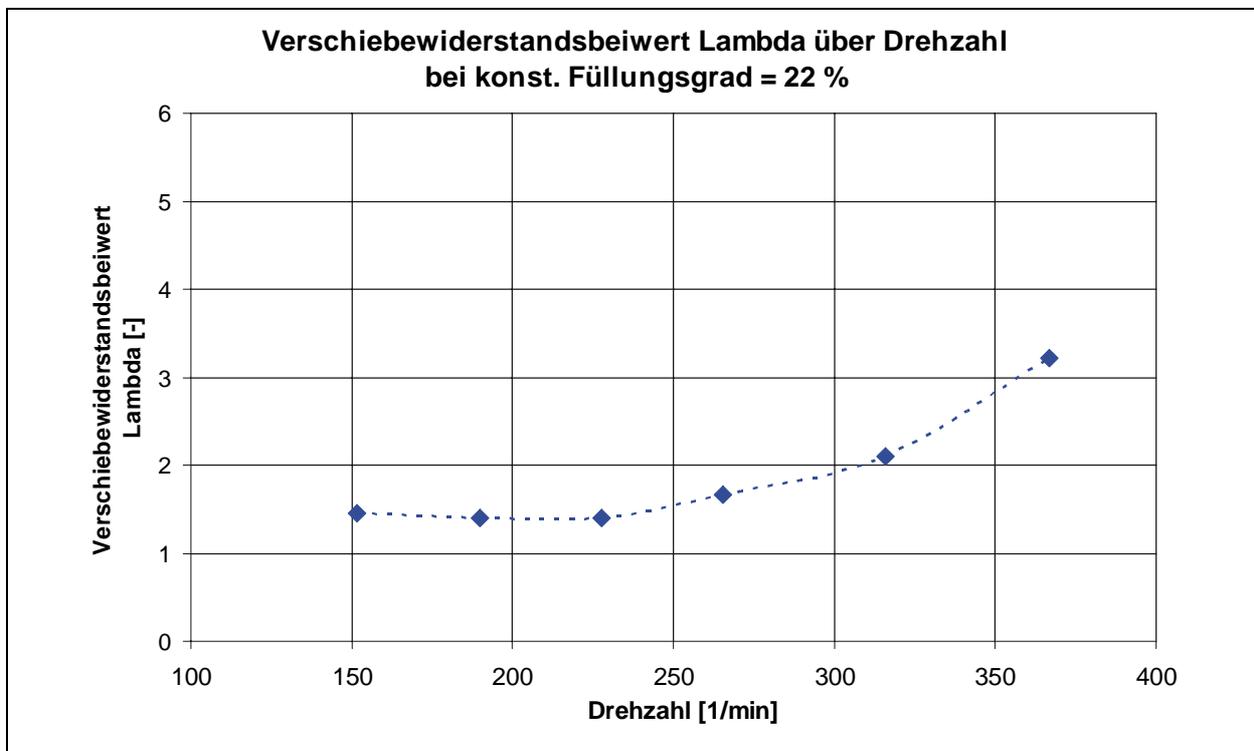
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

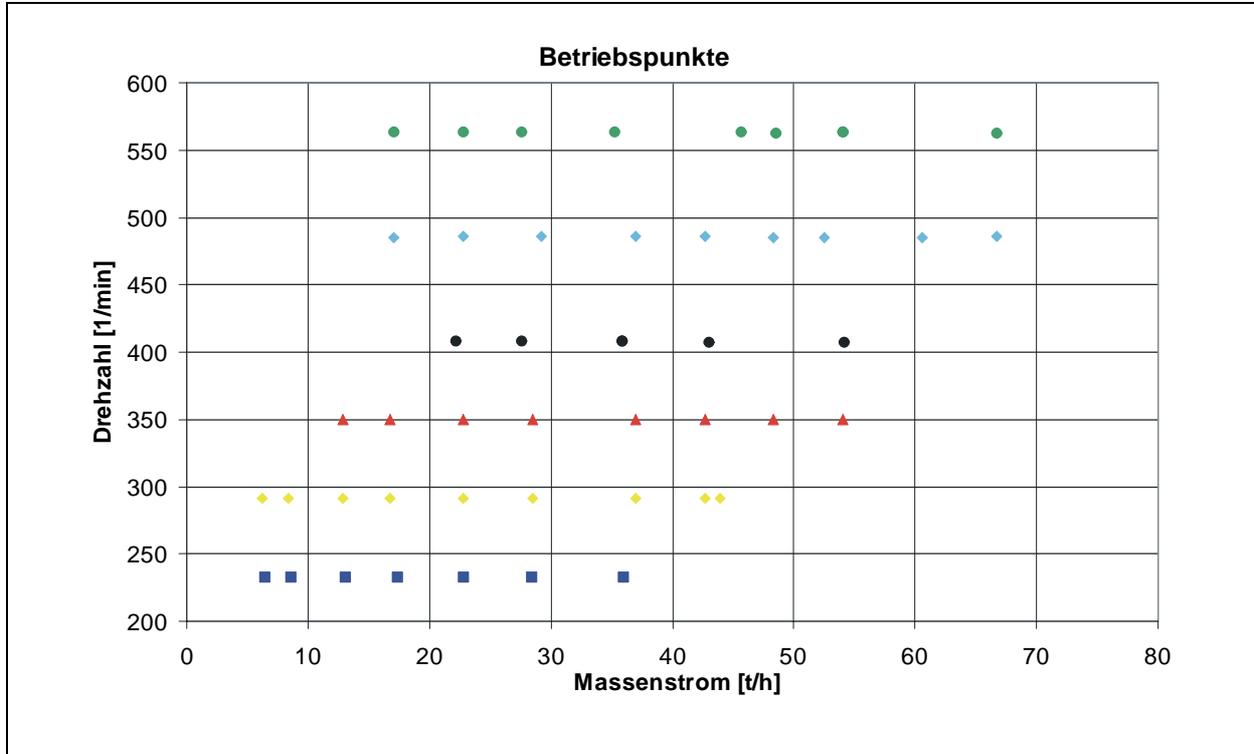


►  $\lambda(n)$

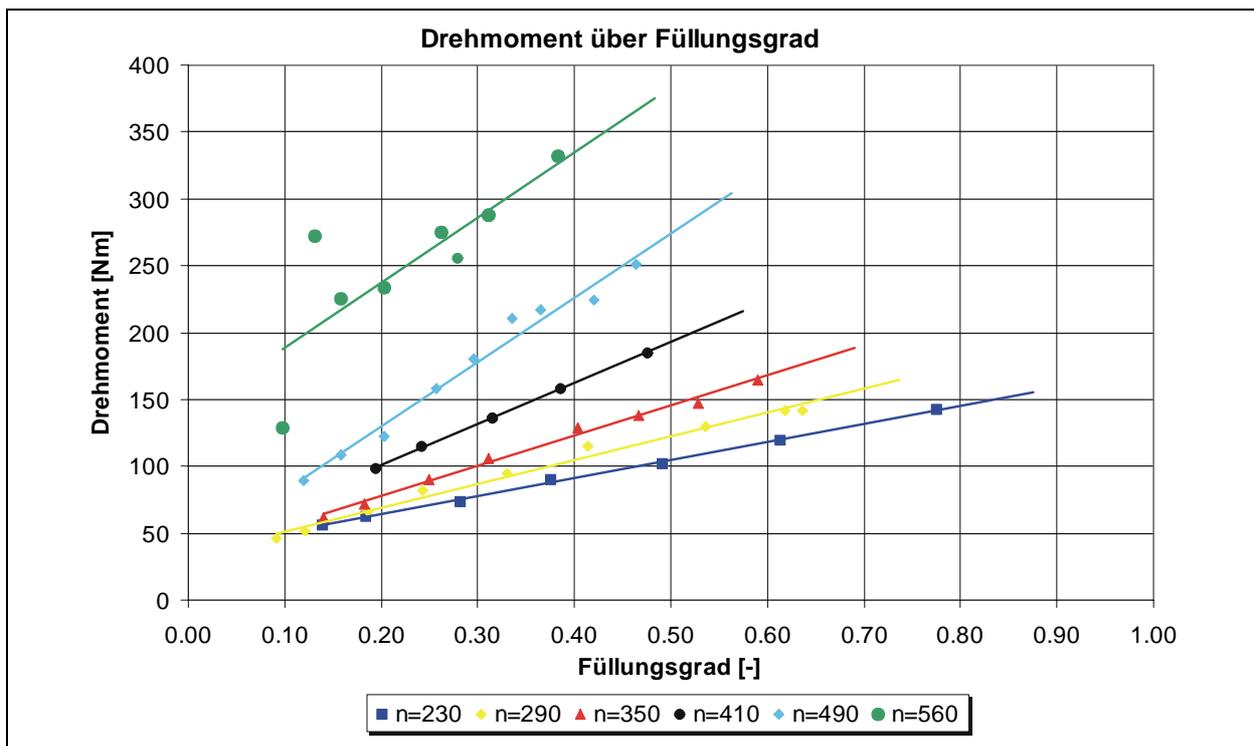


## C2 Hafer (vertikal)

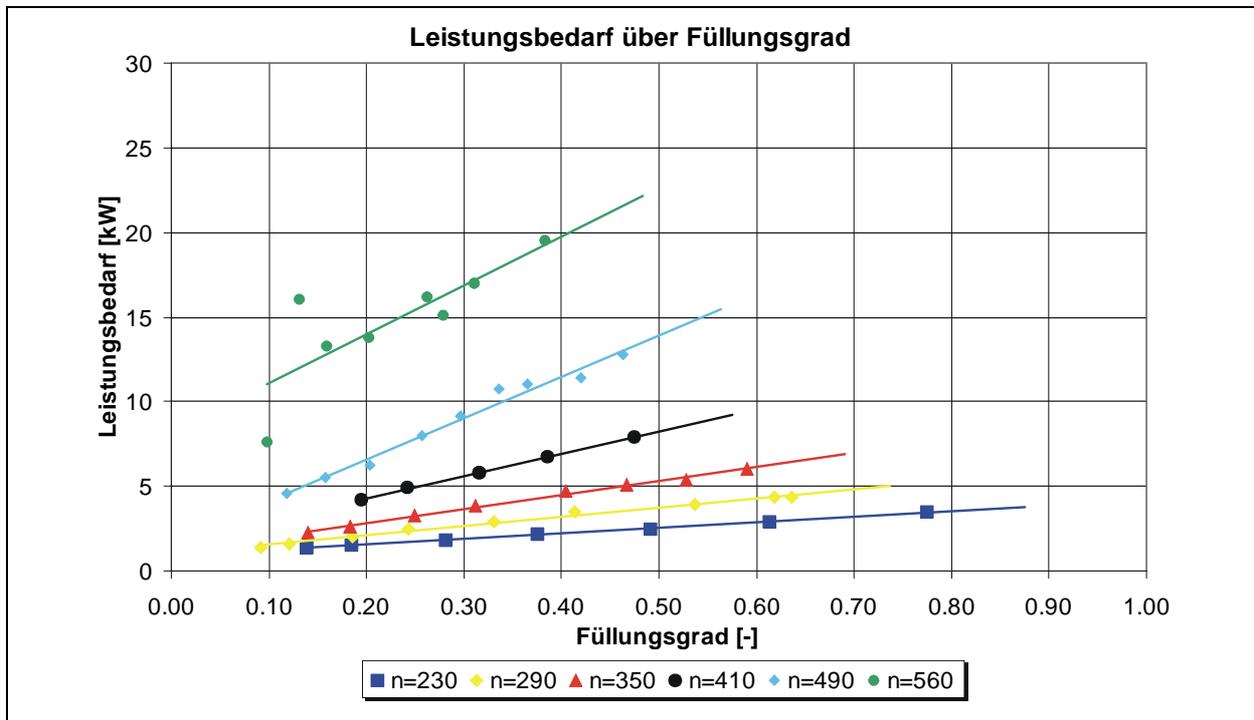
### ► Betriebspunkte



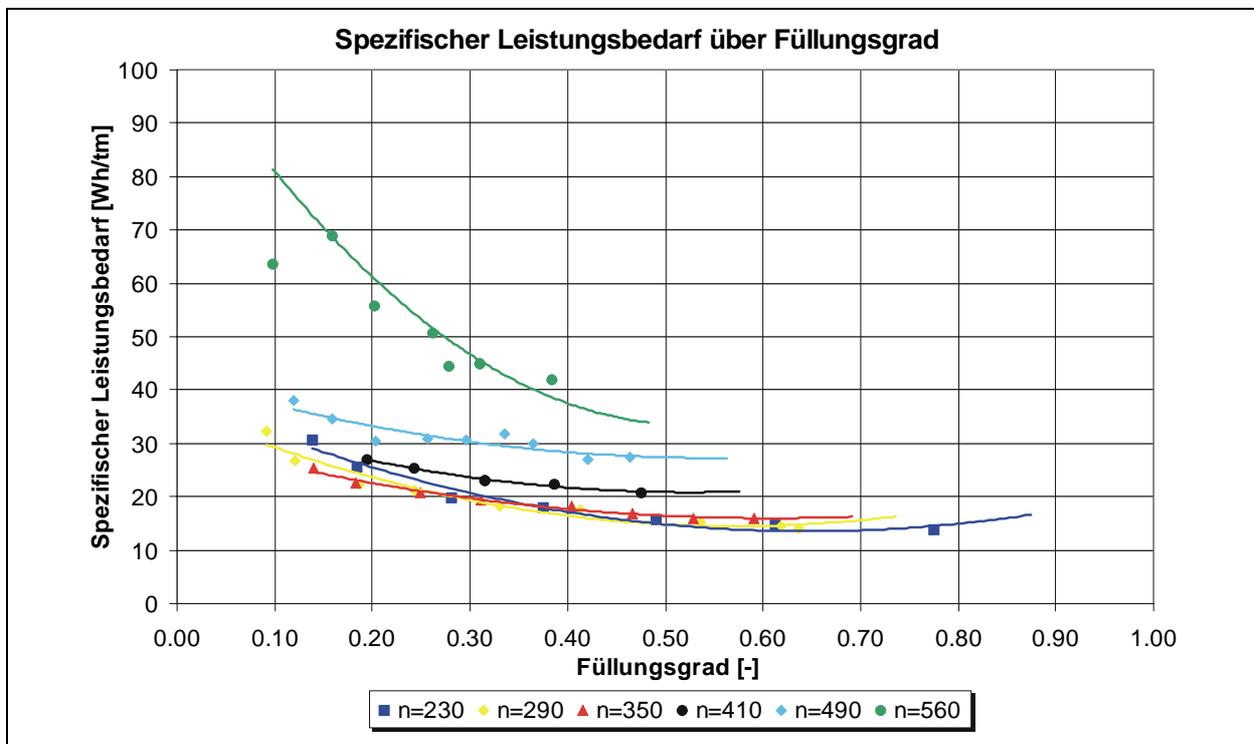
### ► M ( $\varphi$ )



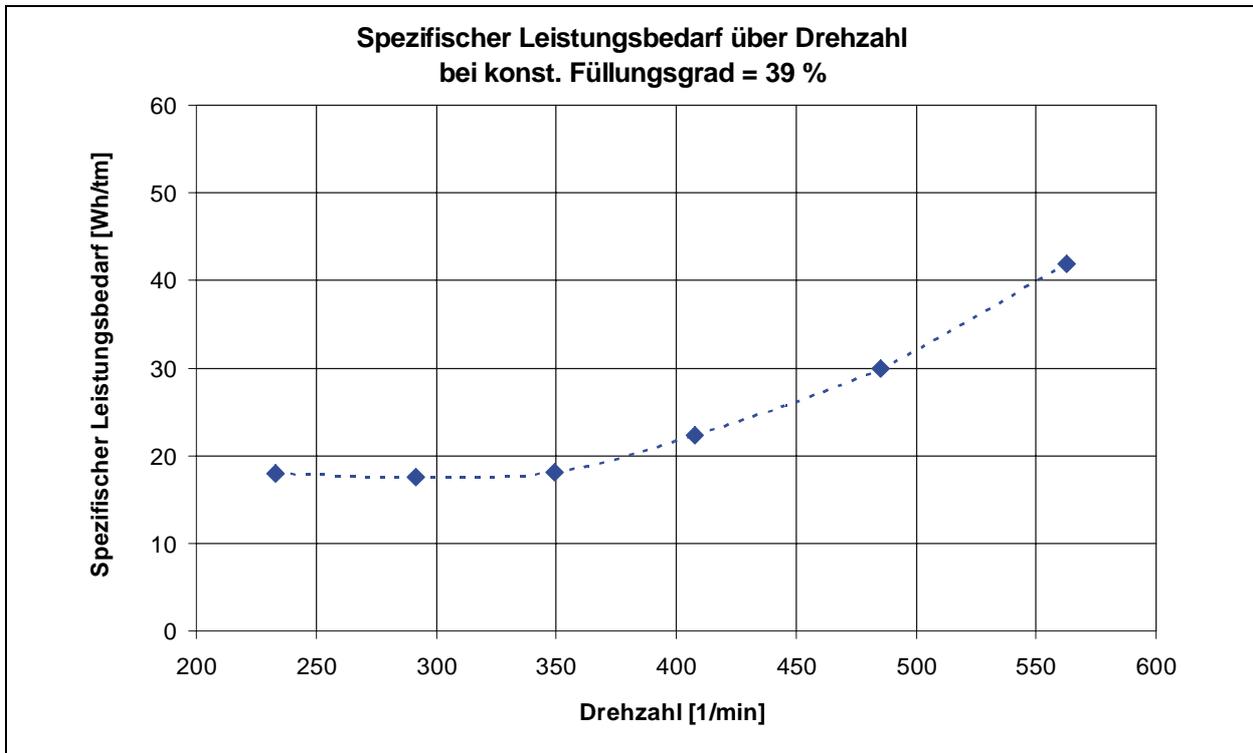
►  $P(\varphi)$



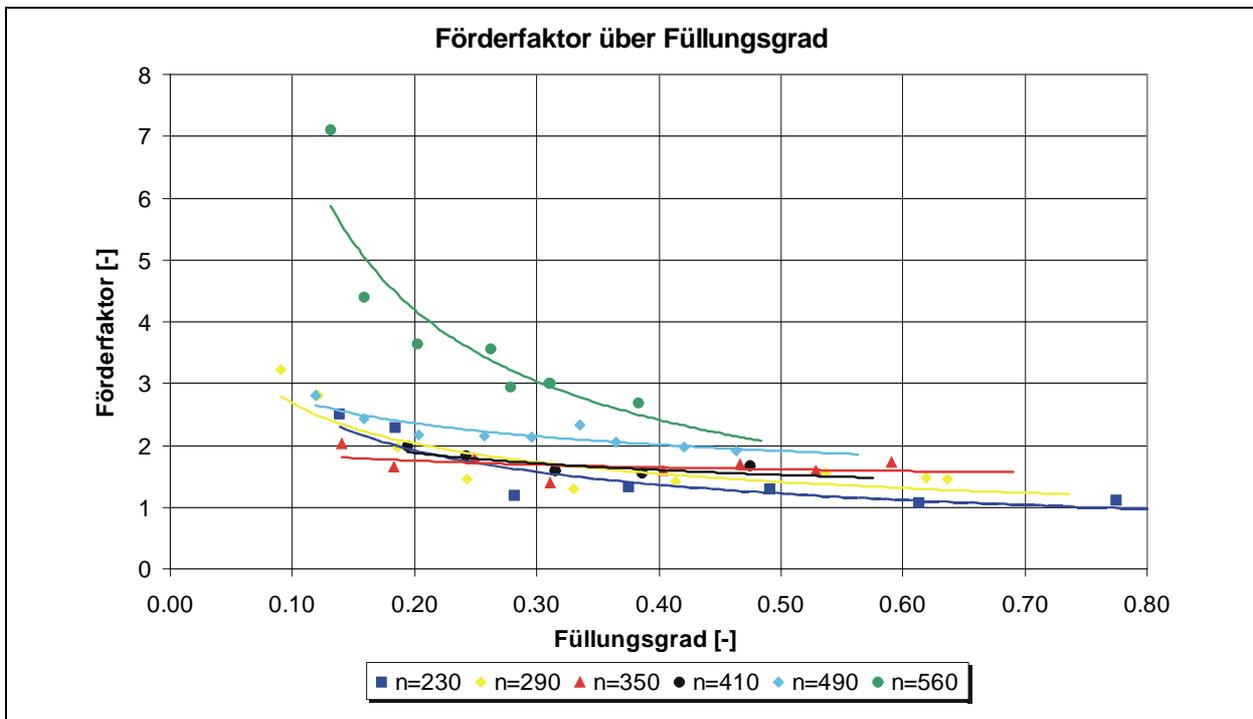
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

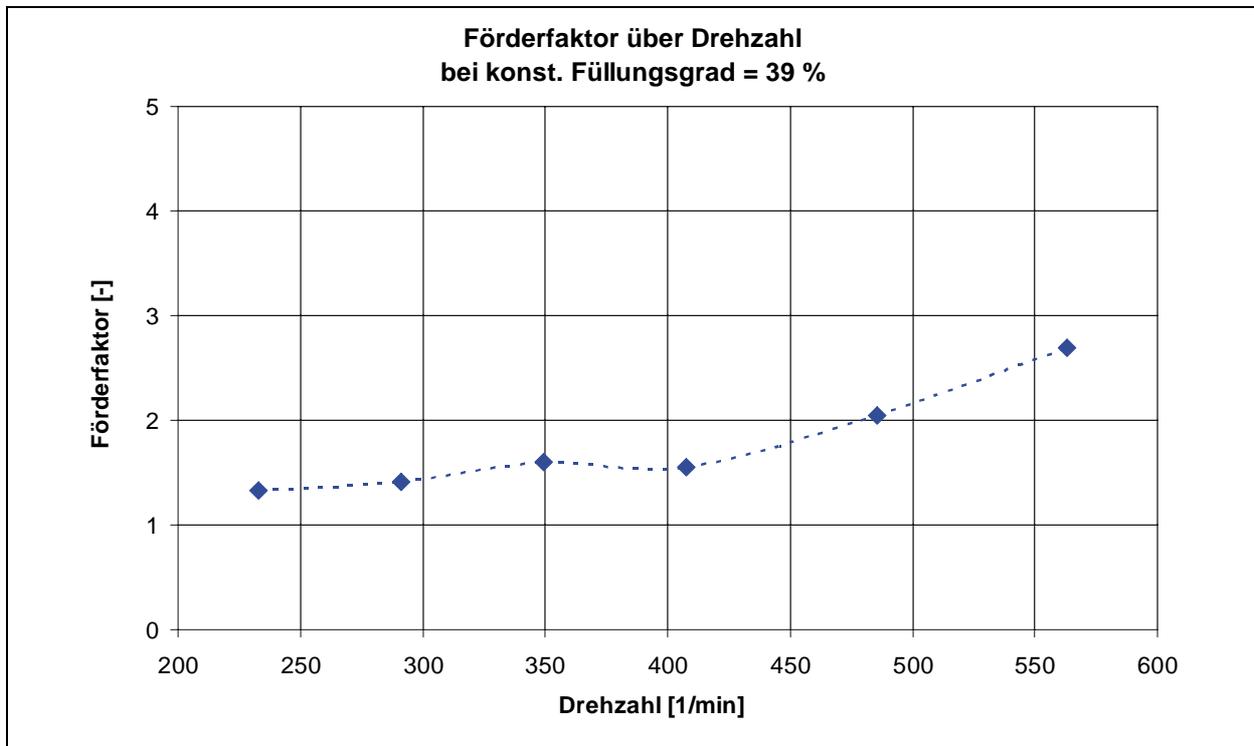


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



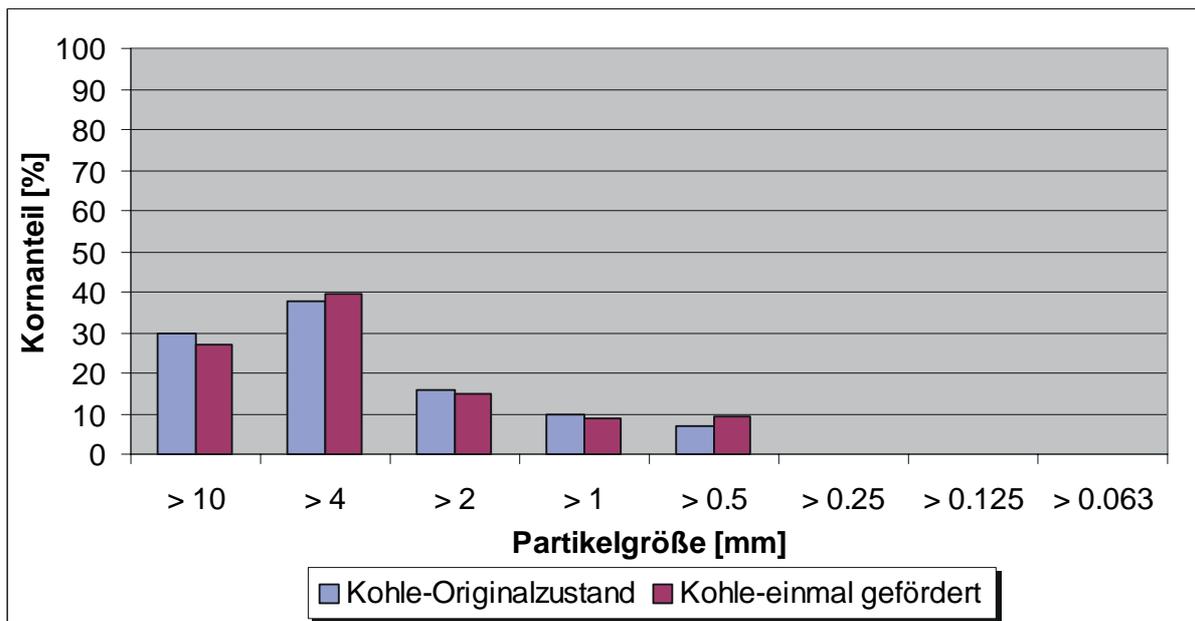
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang D: Kohle

### ► Schüttgutkennwerte:

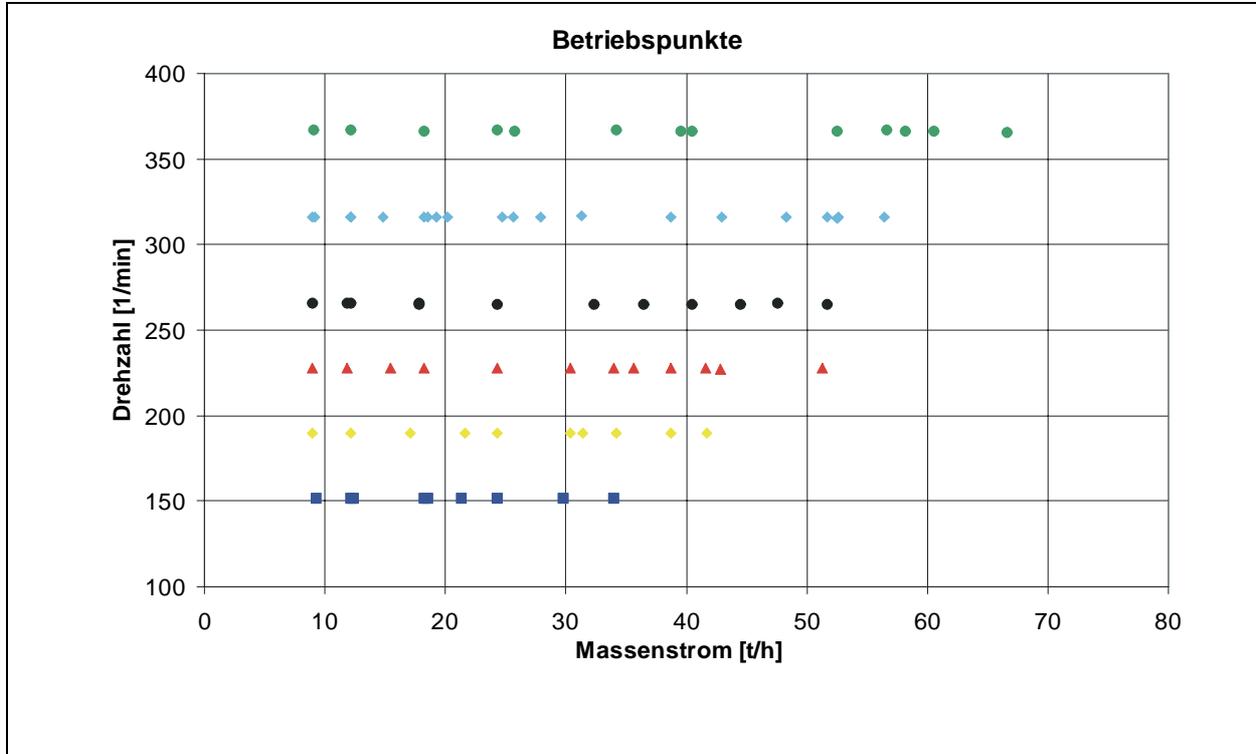
Schüttdichte:	800	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	60	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	34	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,53	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

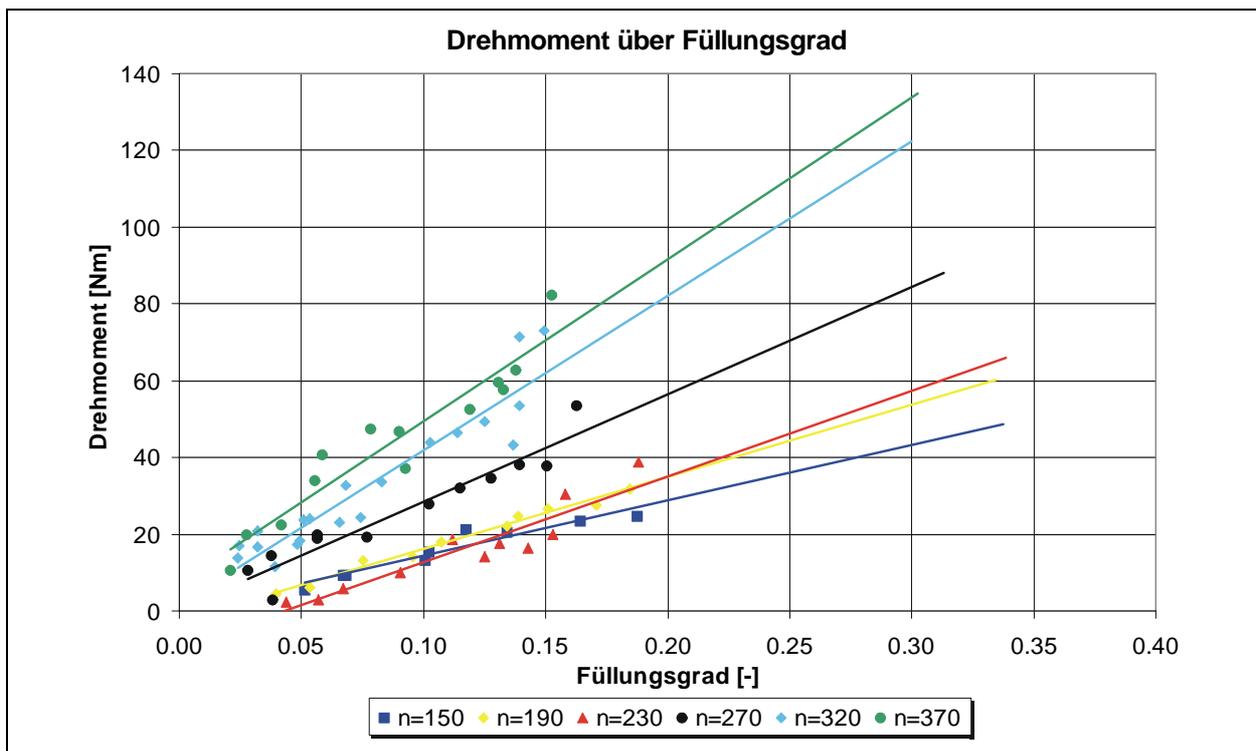


# D1 Kohle (horizontal)

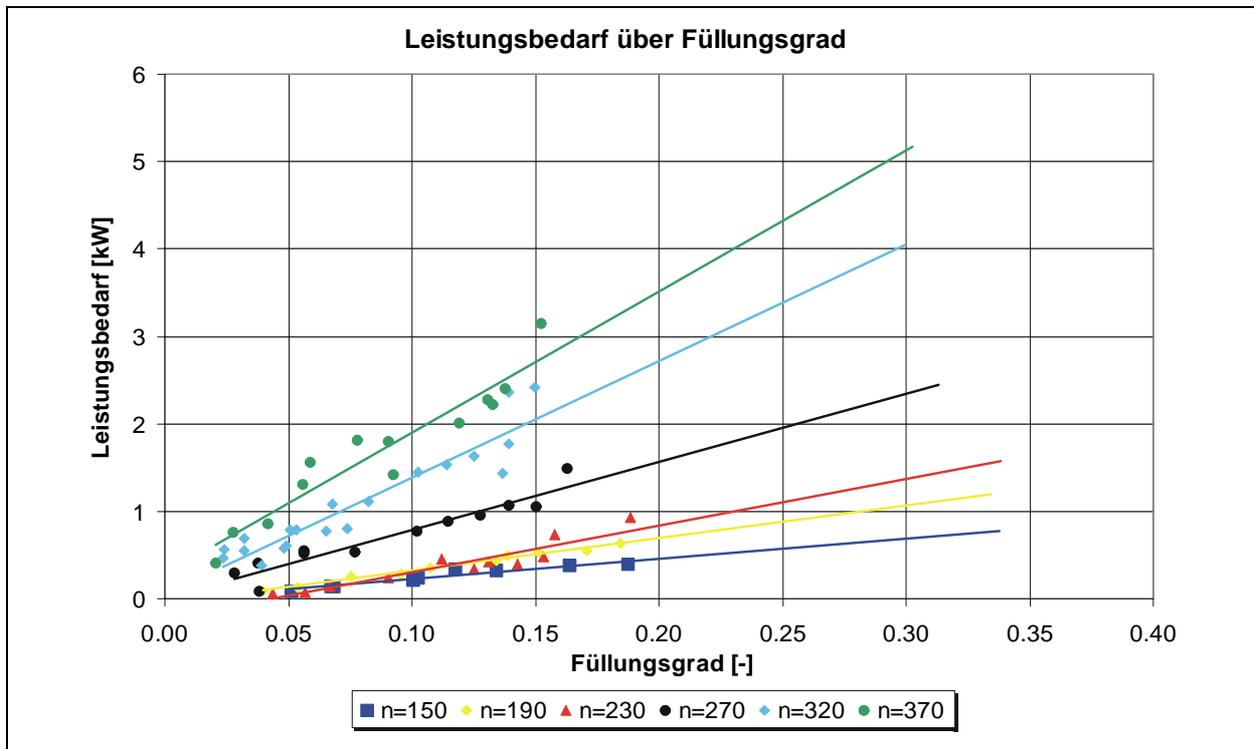
## ► Betriebspunkte



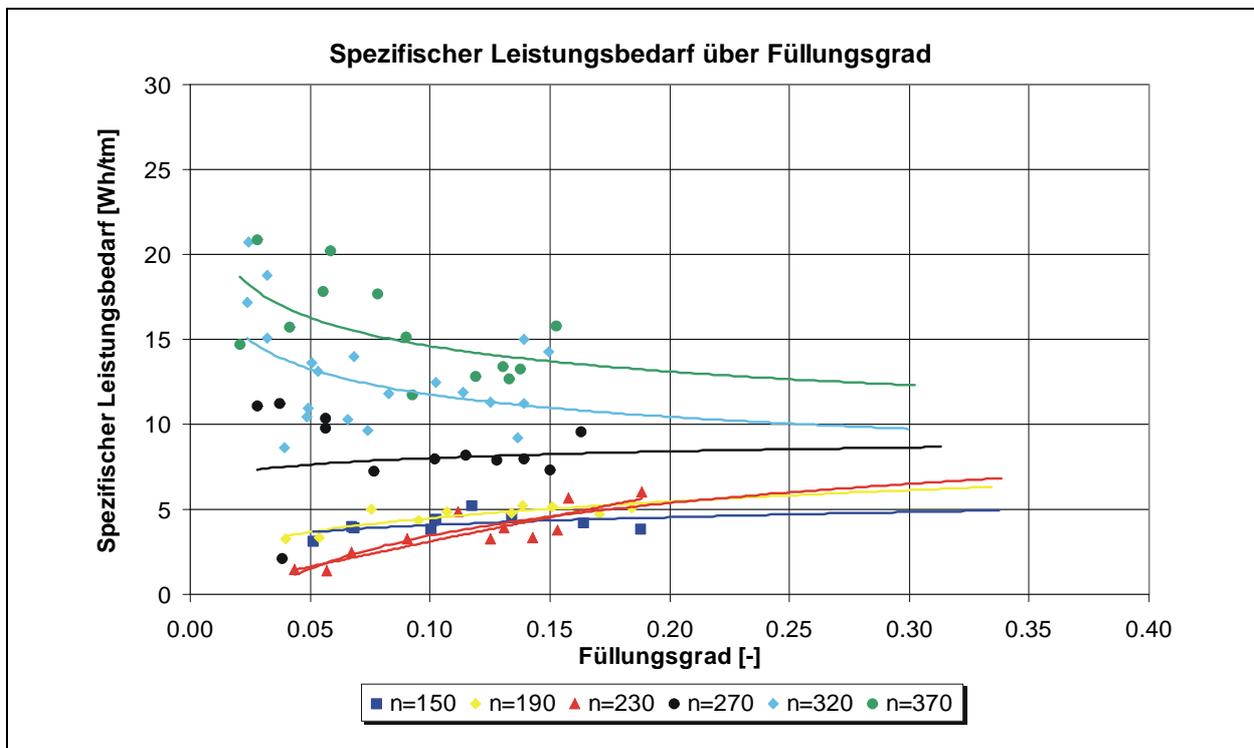
## ► M ( $\varphi$ )



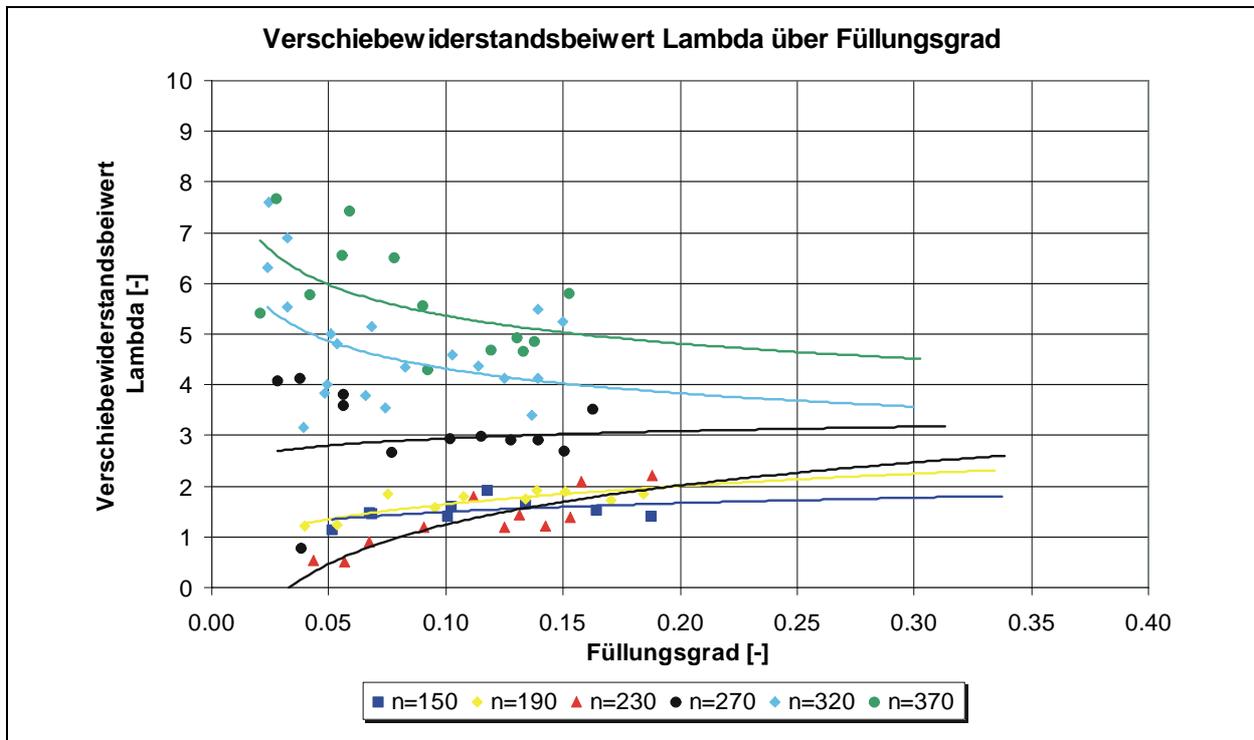
►  $P(\varphi)$



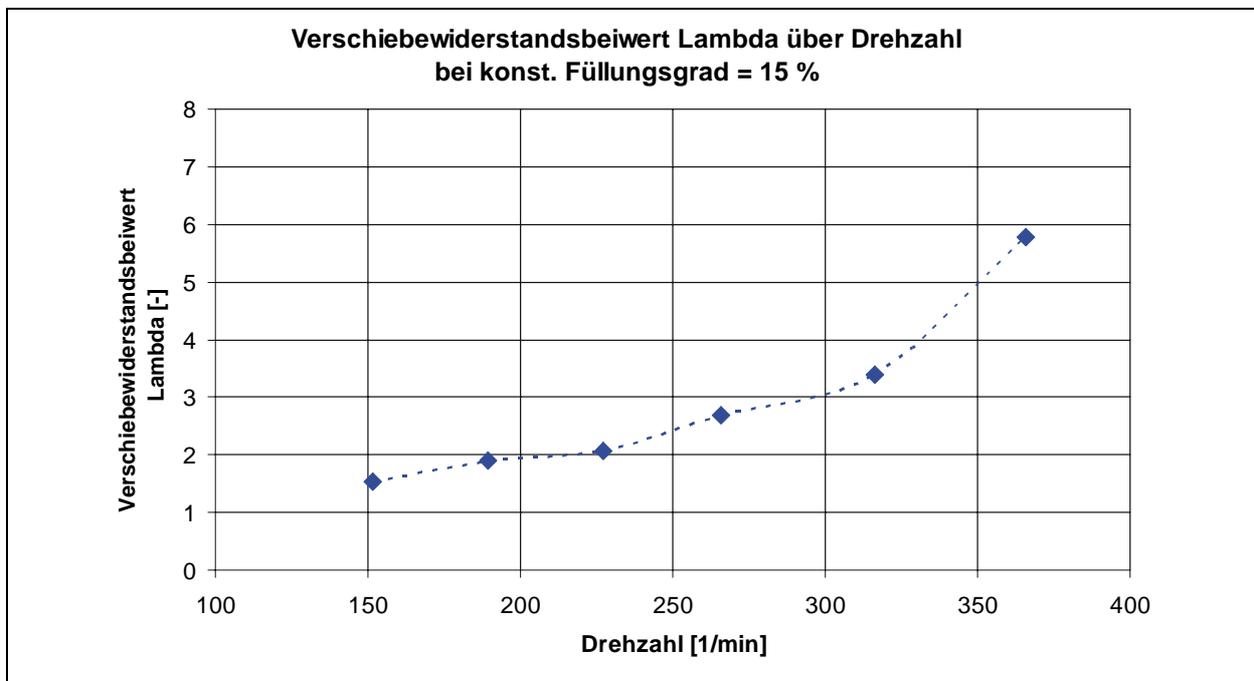
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

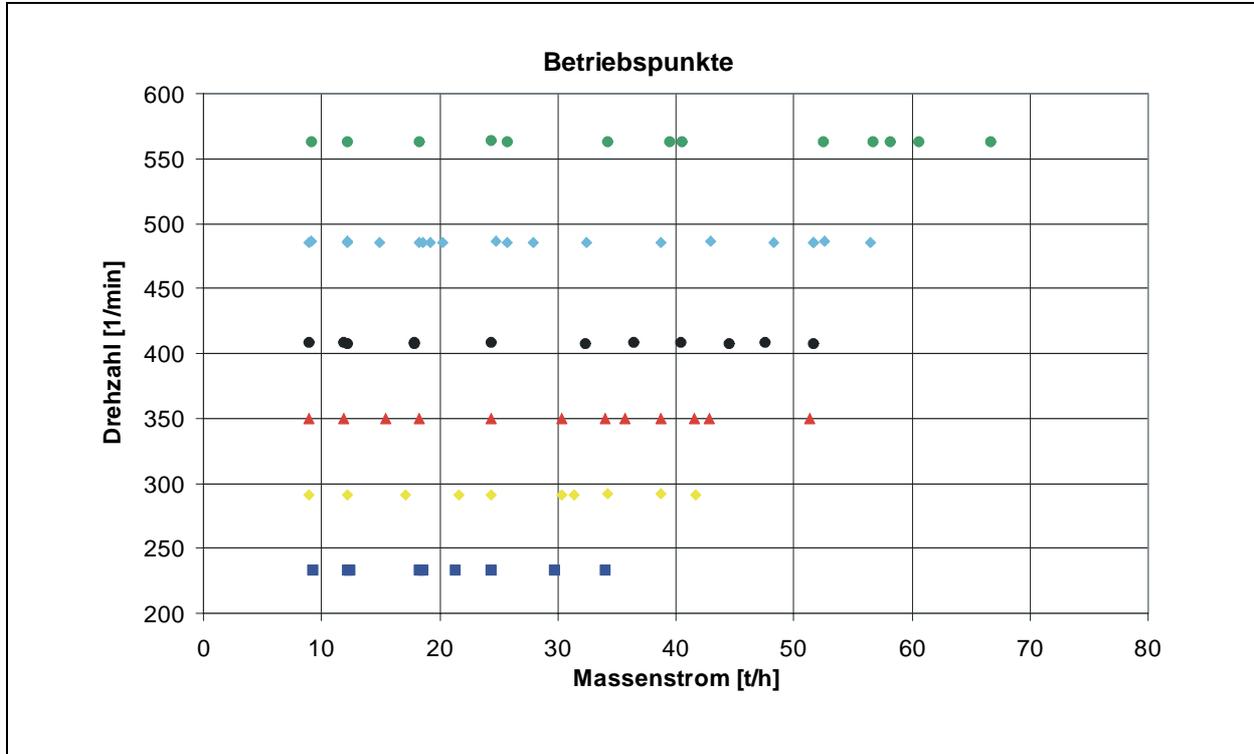


►  $\lambda(n)$

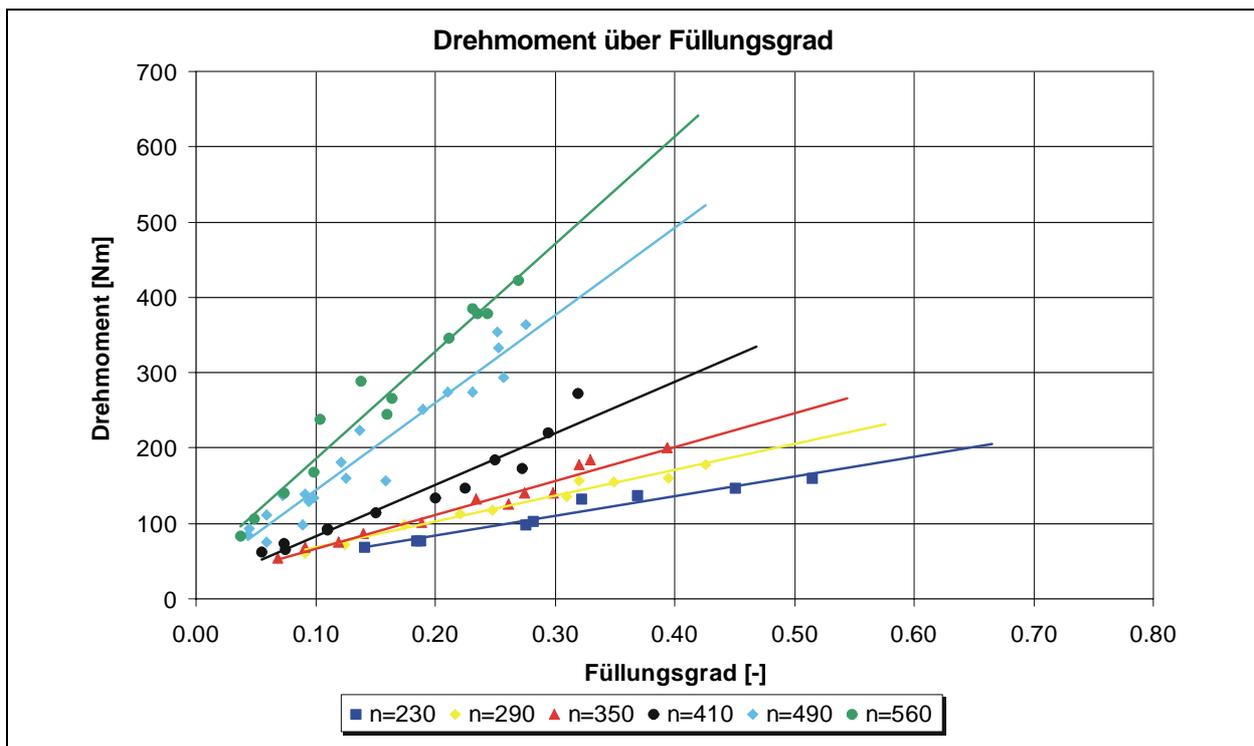


## D2 Kohle (vertikal)

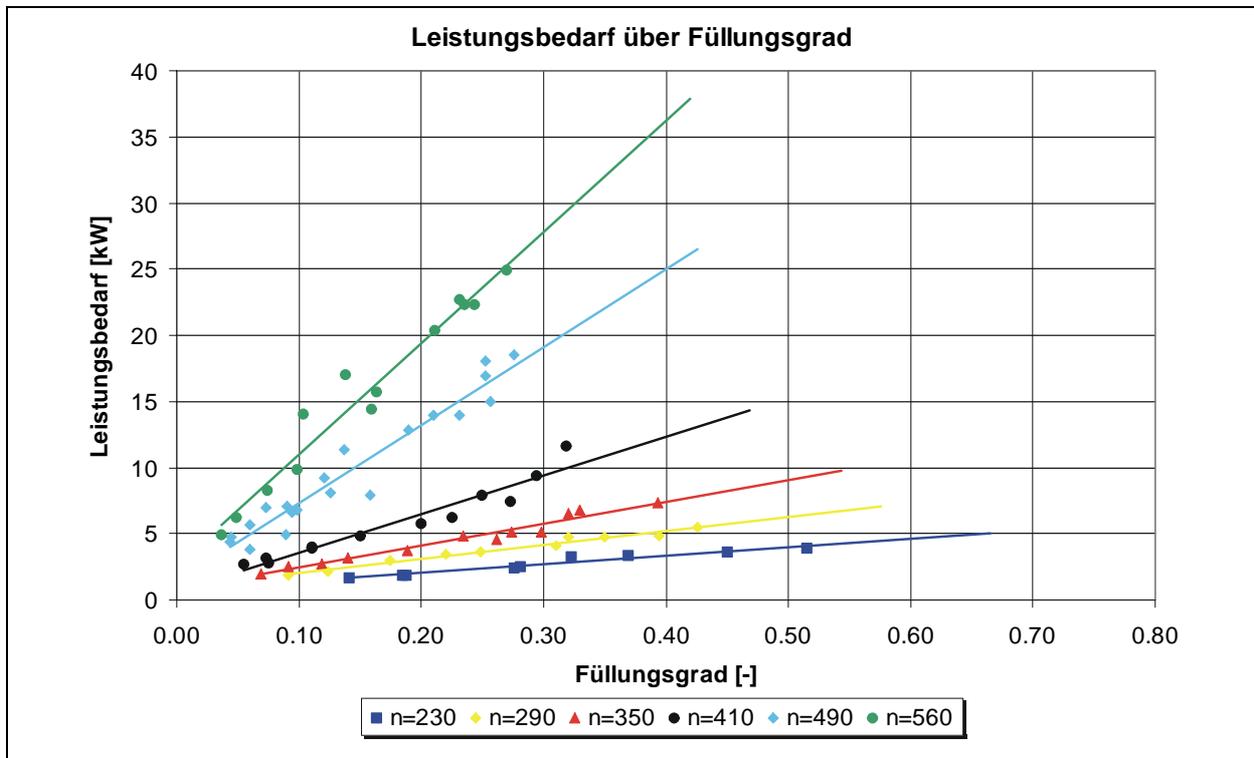
### ► Betriebspunkte



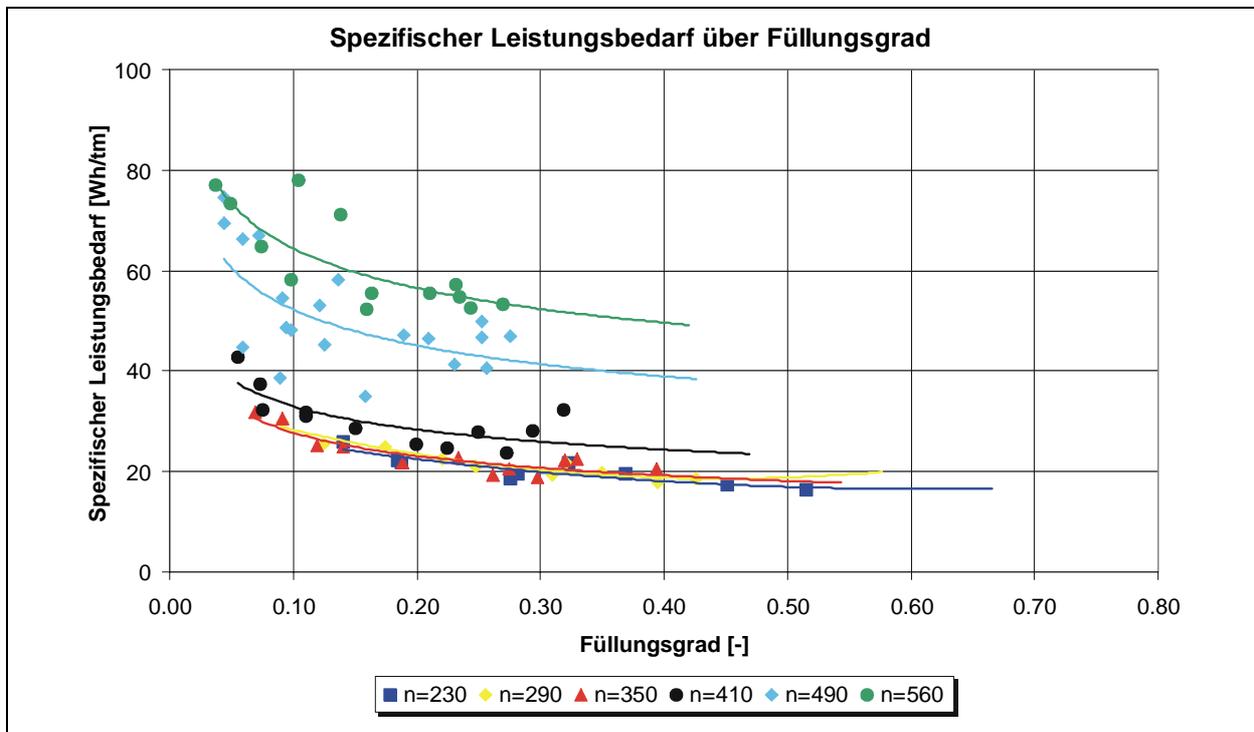
### ► M ( $\varphi$ )



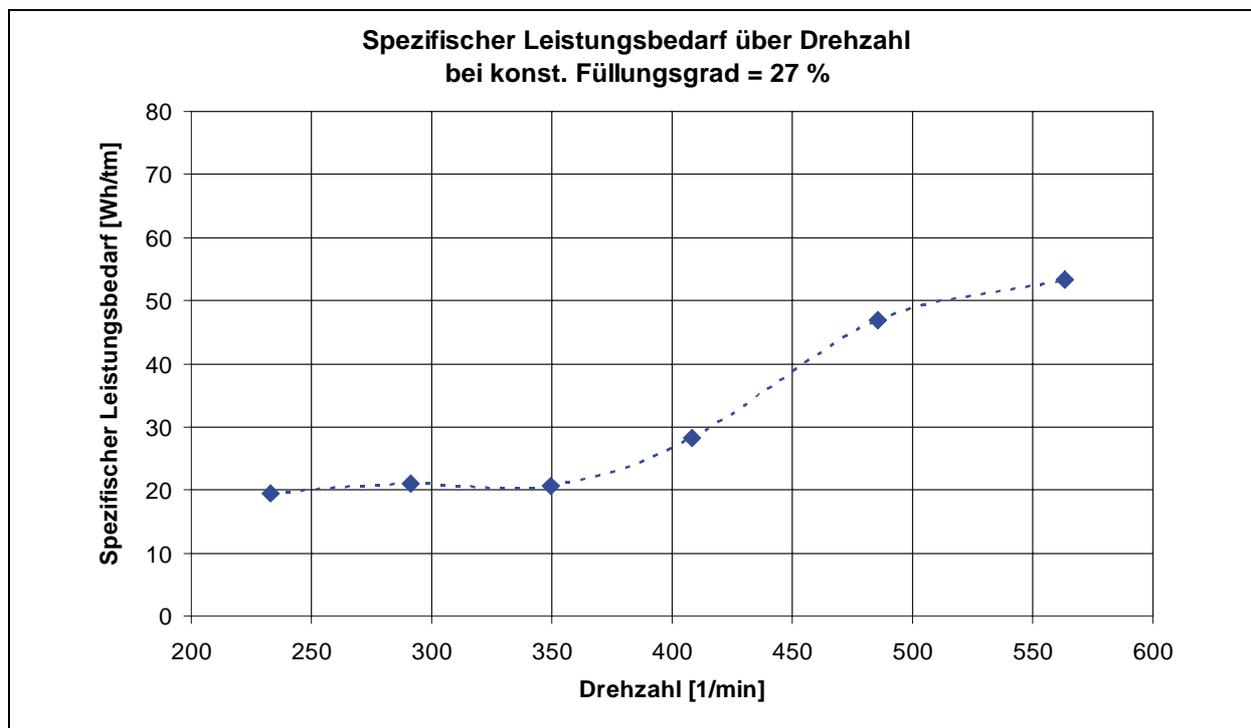
►  $P(\varphi)$



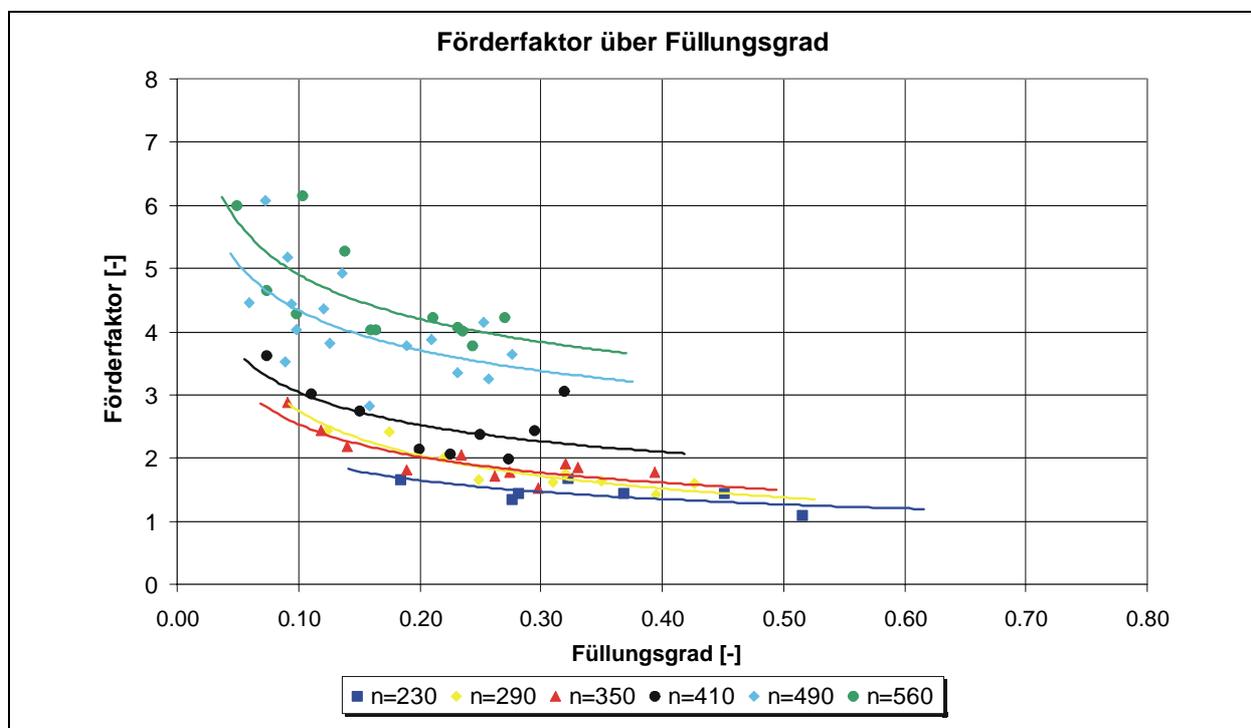
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

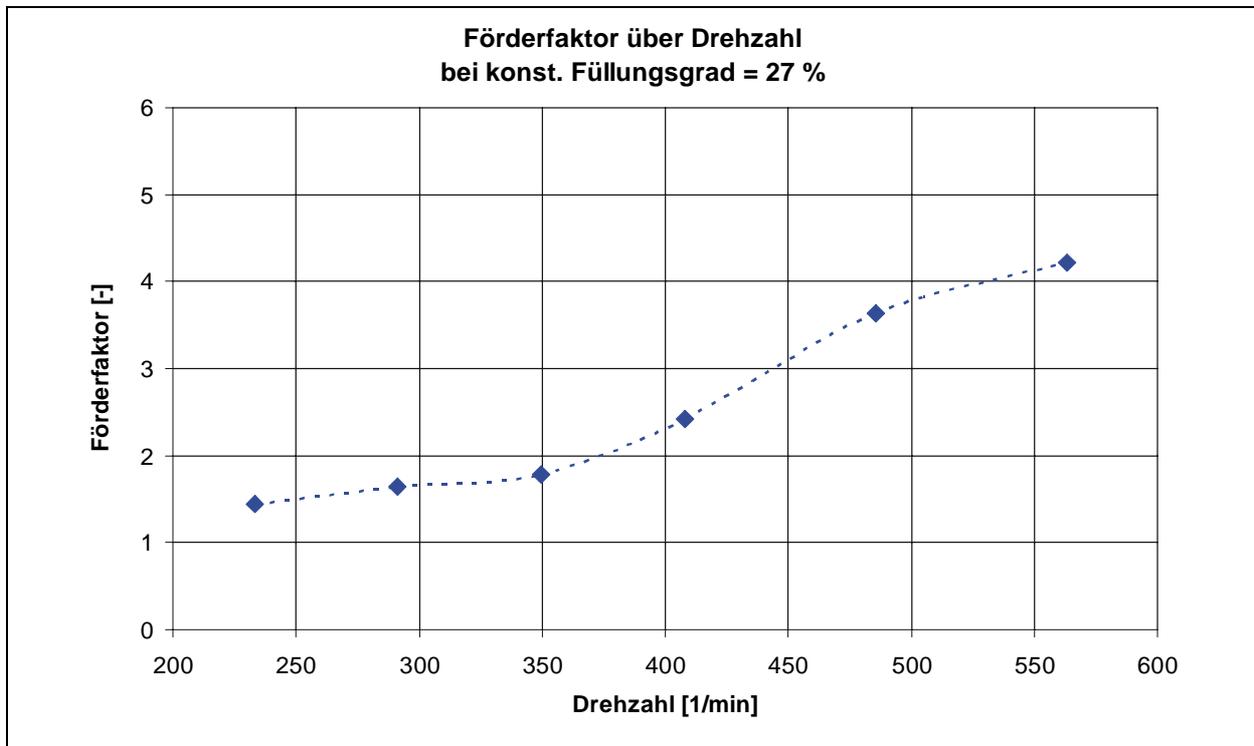


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



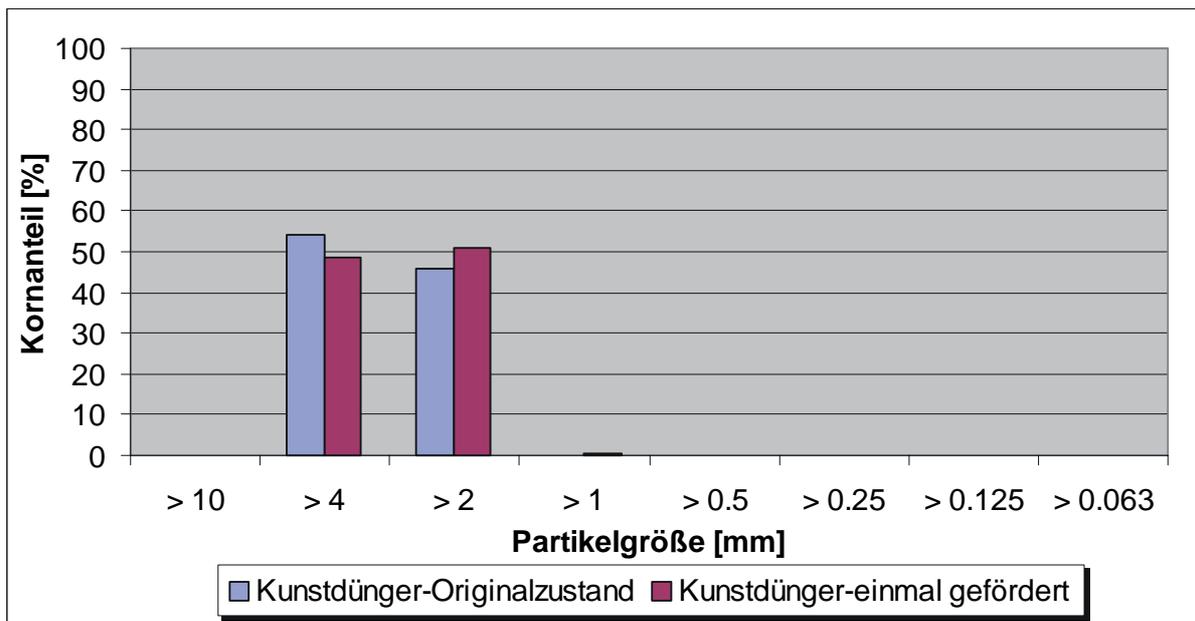
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang E: Kunstdünger

### ► Schüttgutkennwerte:

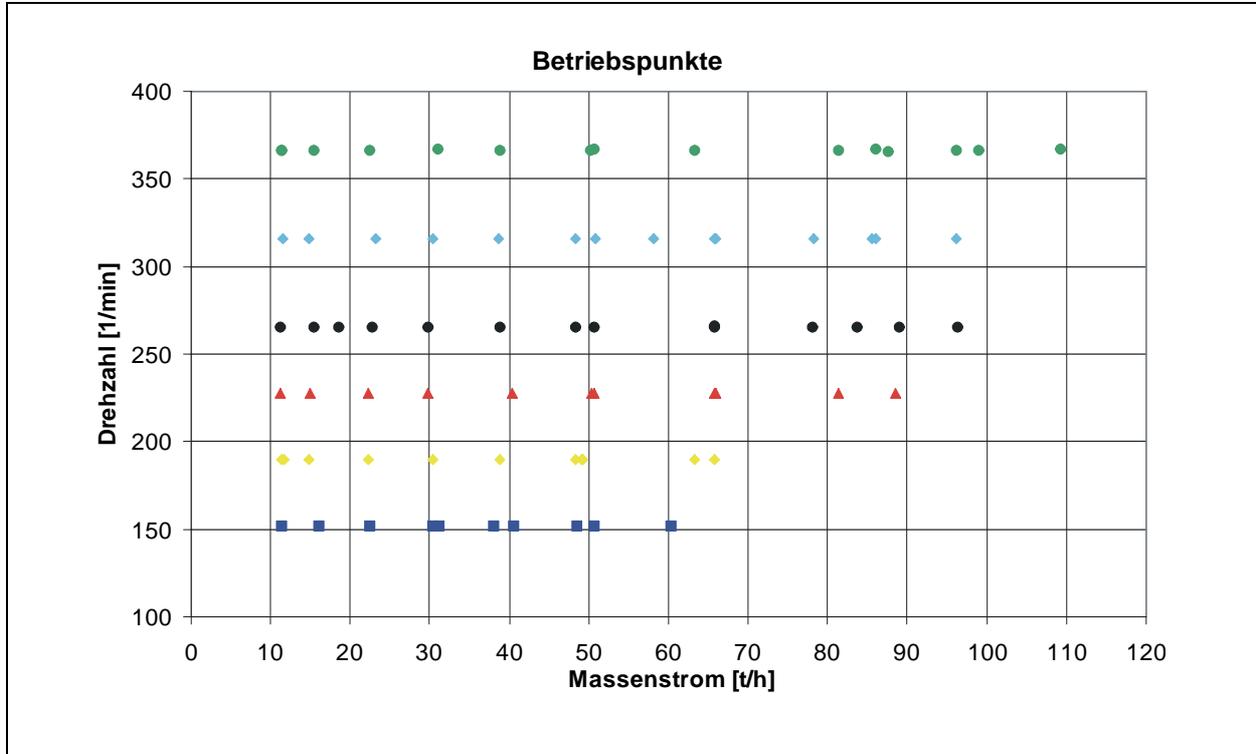
Schüttdichte:	1000	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	8	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	30	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,42	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

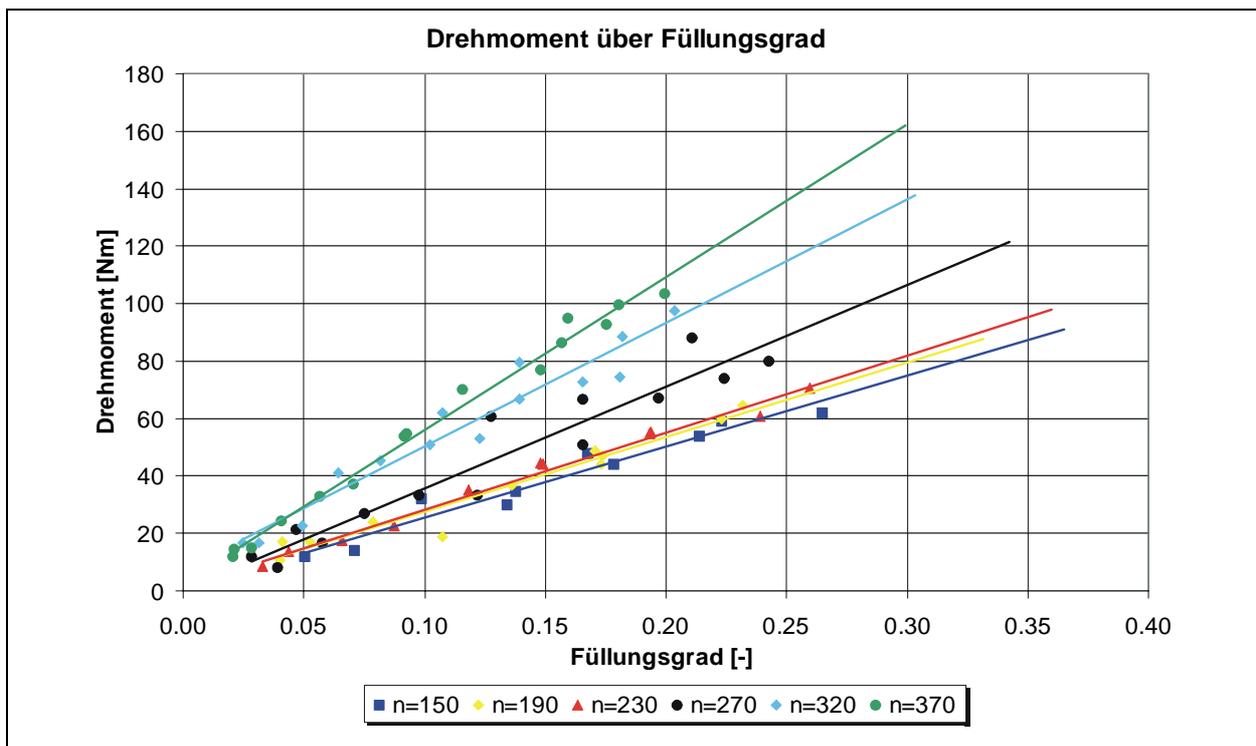


# E1 Kunstdünger (horizontal)

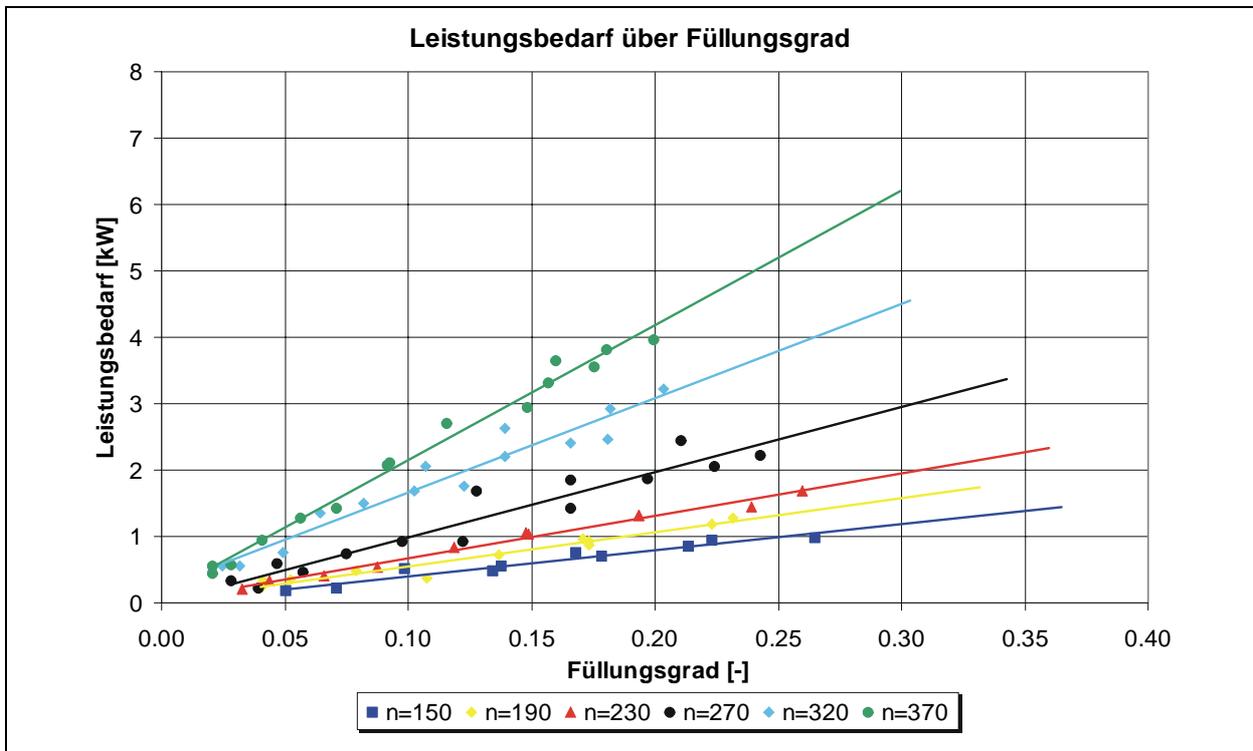
## ► Betriebspunkte



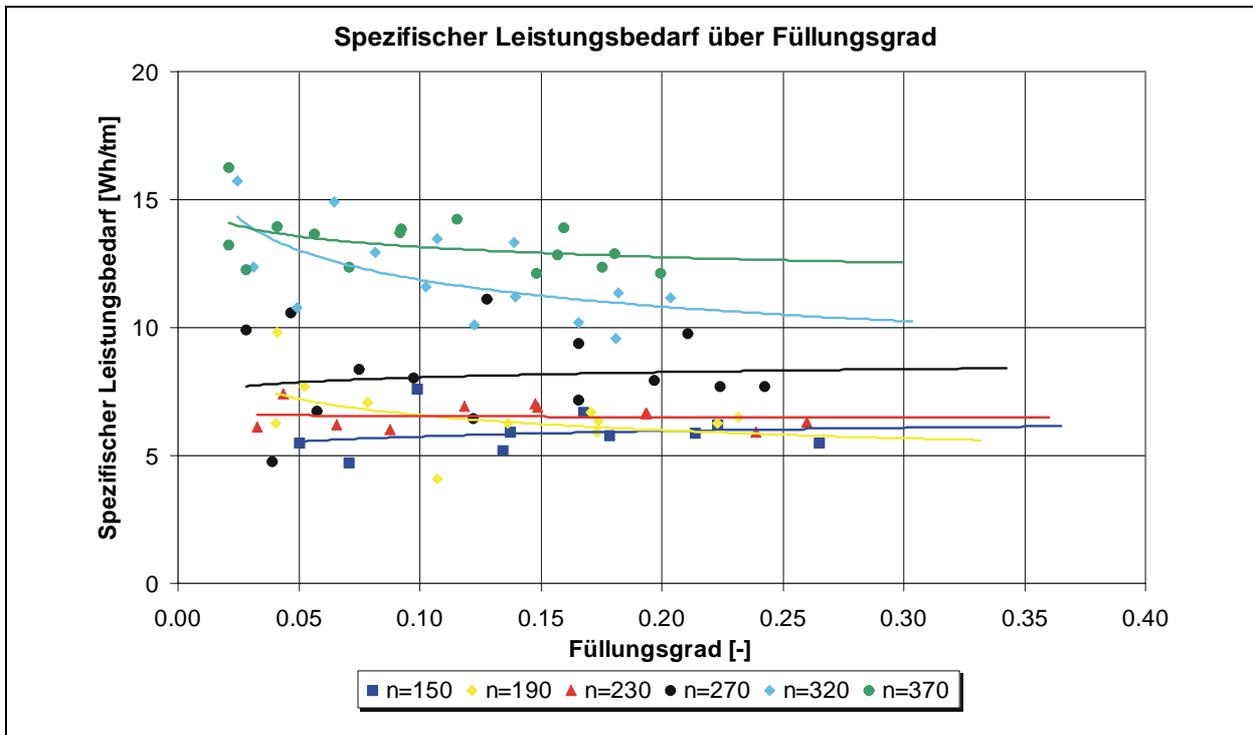
## ► M ( $\varphi$ )



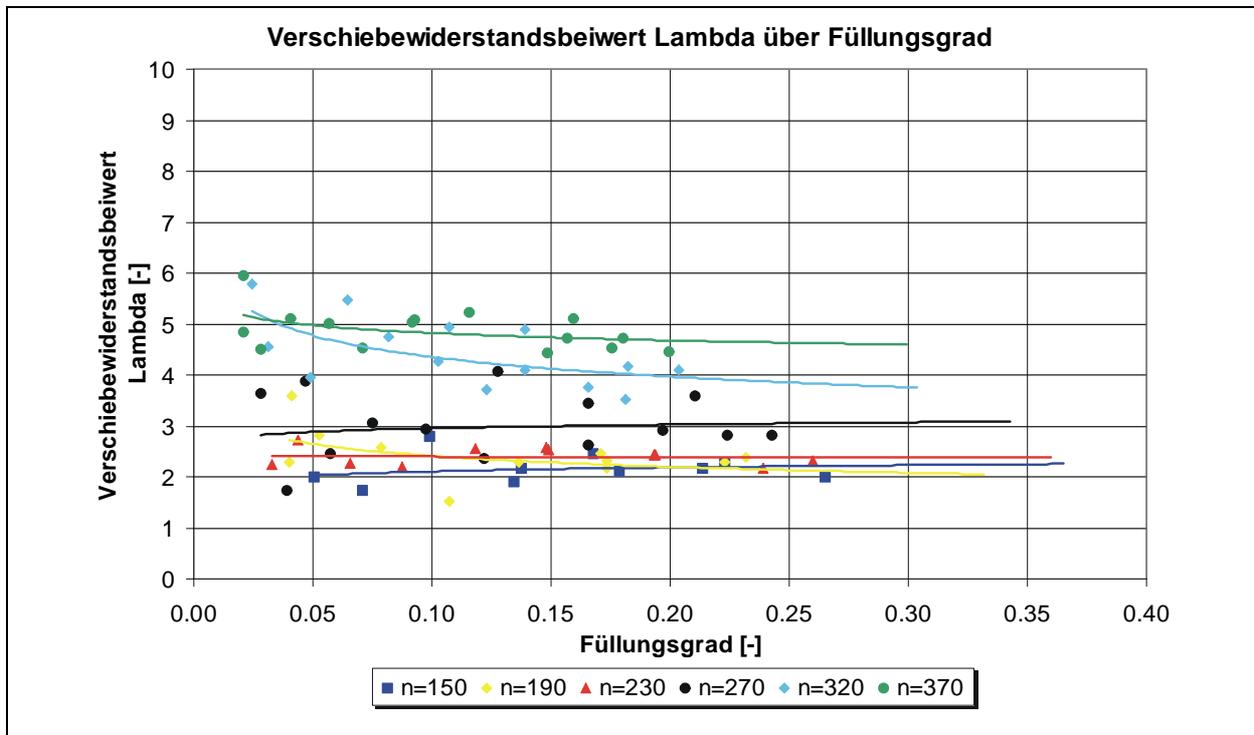
►  $P(\varphi)$



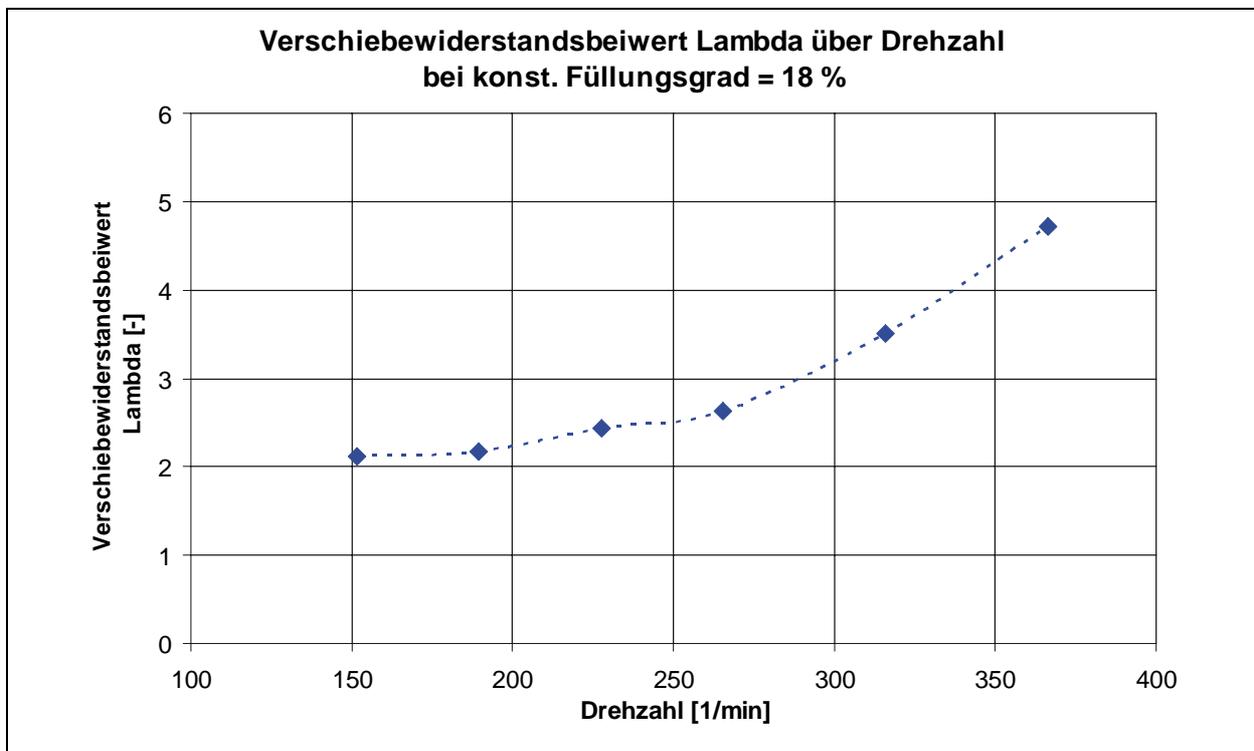
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

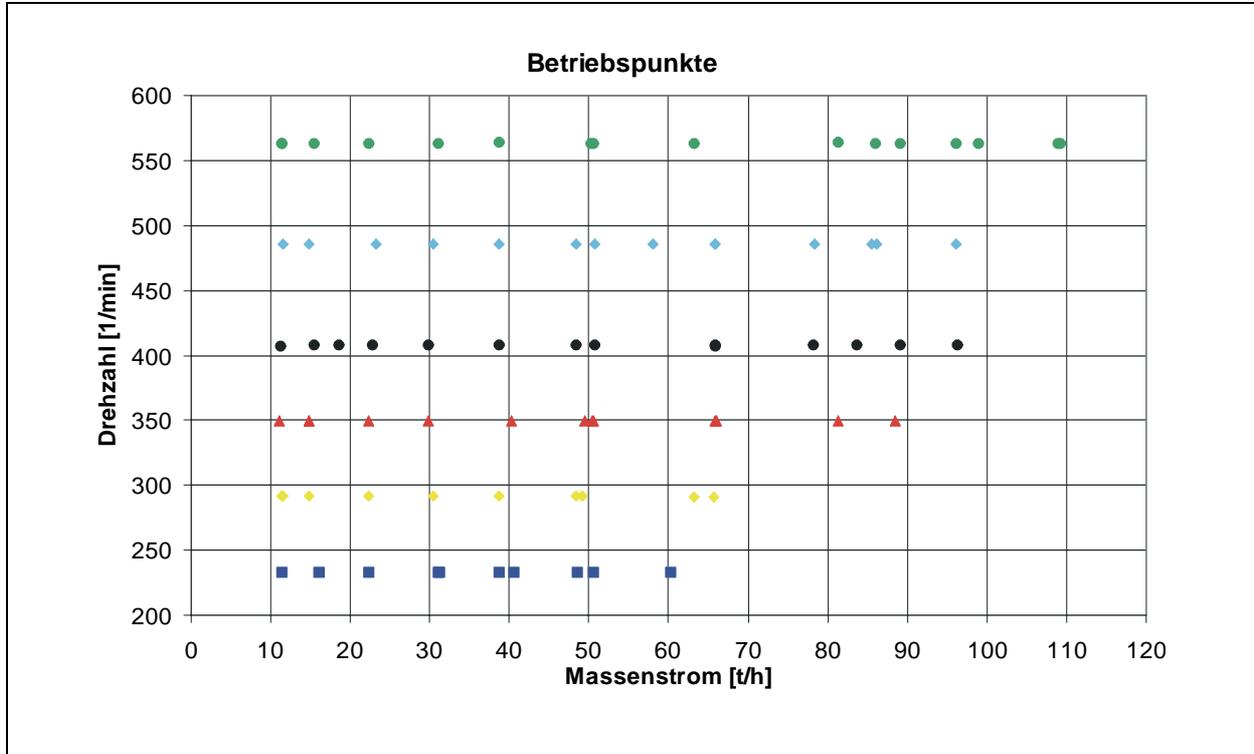


►  $\lambda(n)$

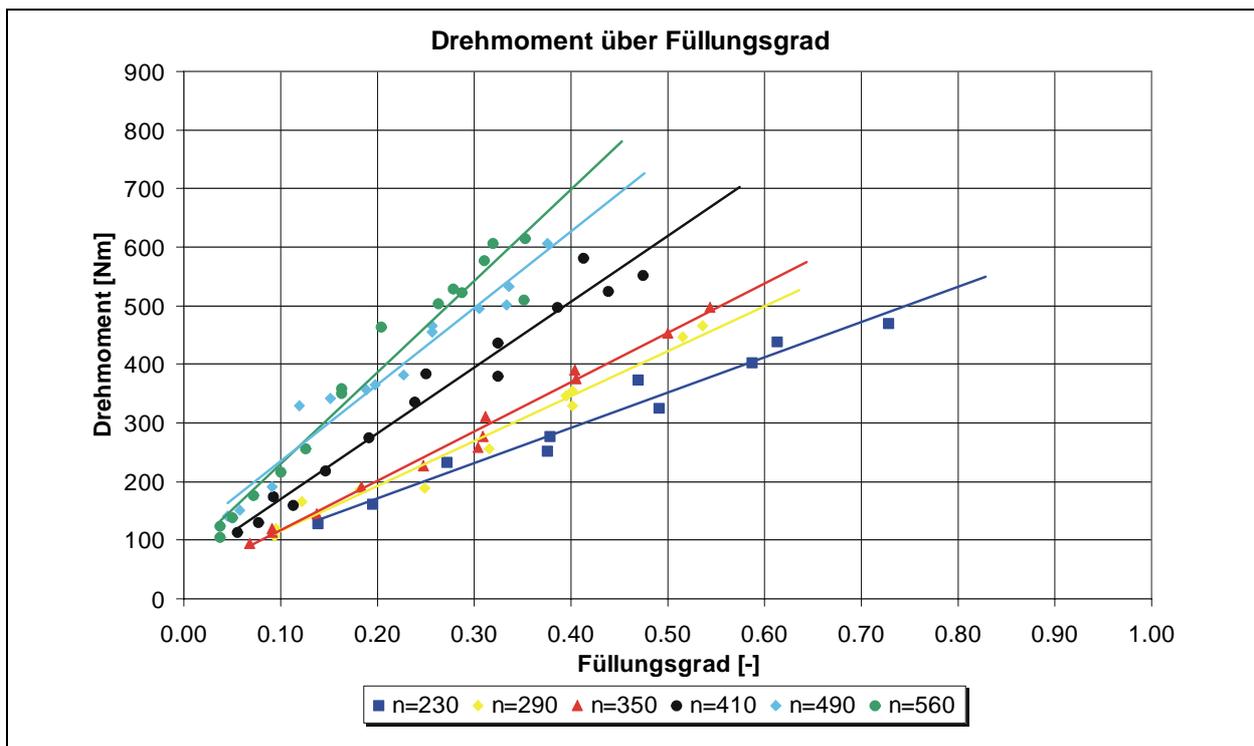


## E2 Kunstdünger (vertikal)

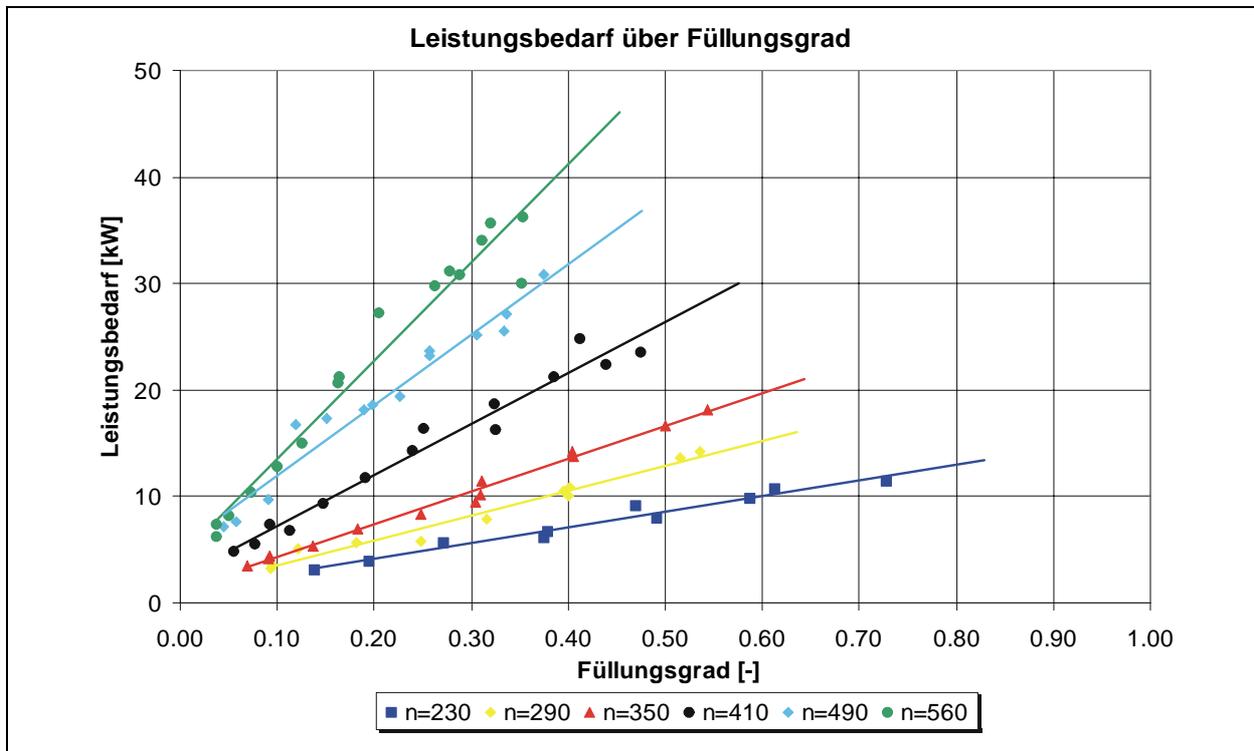
### ► Betriebspunkte



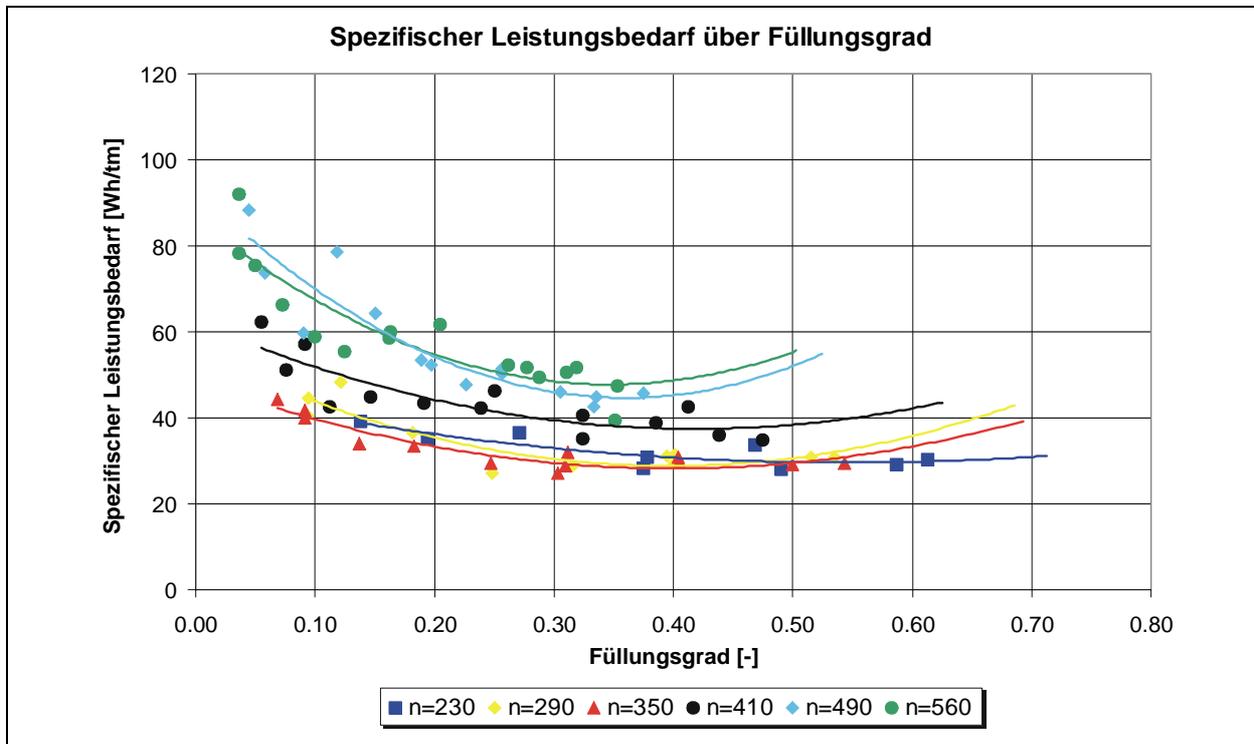
### ► M ( $\varphi$ )



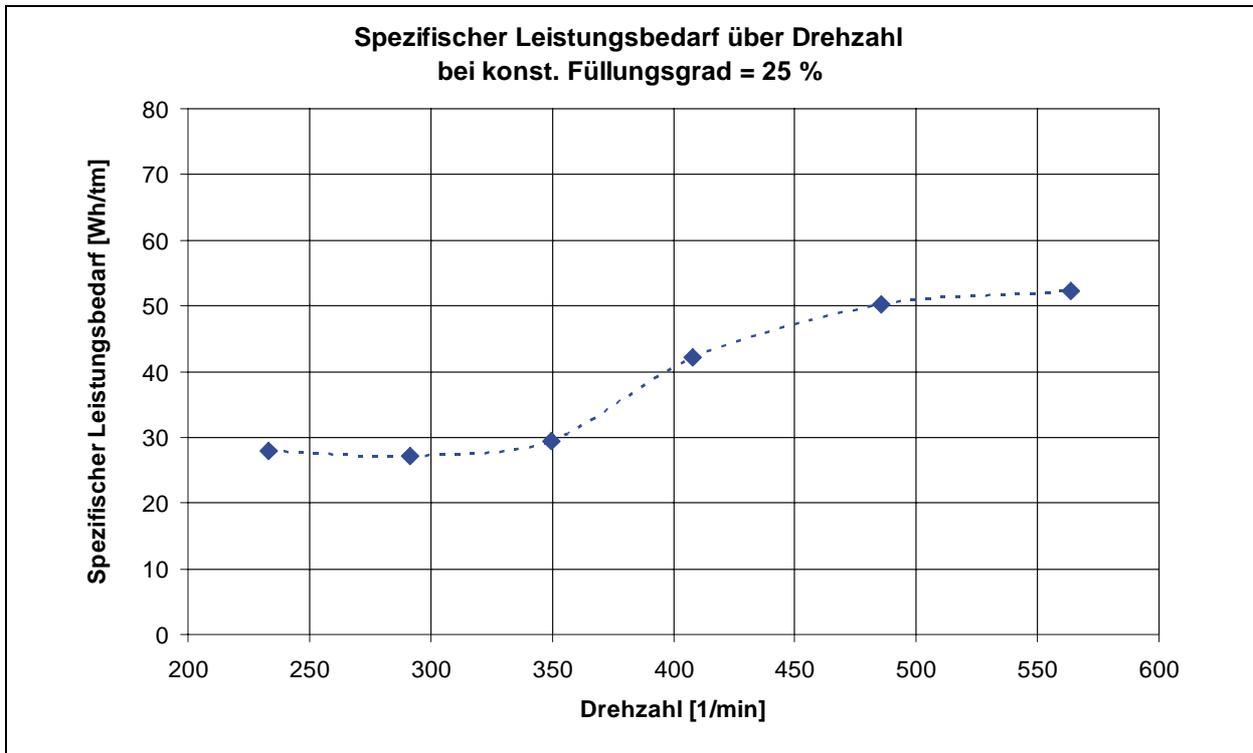
►  $P(\varphi)$



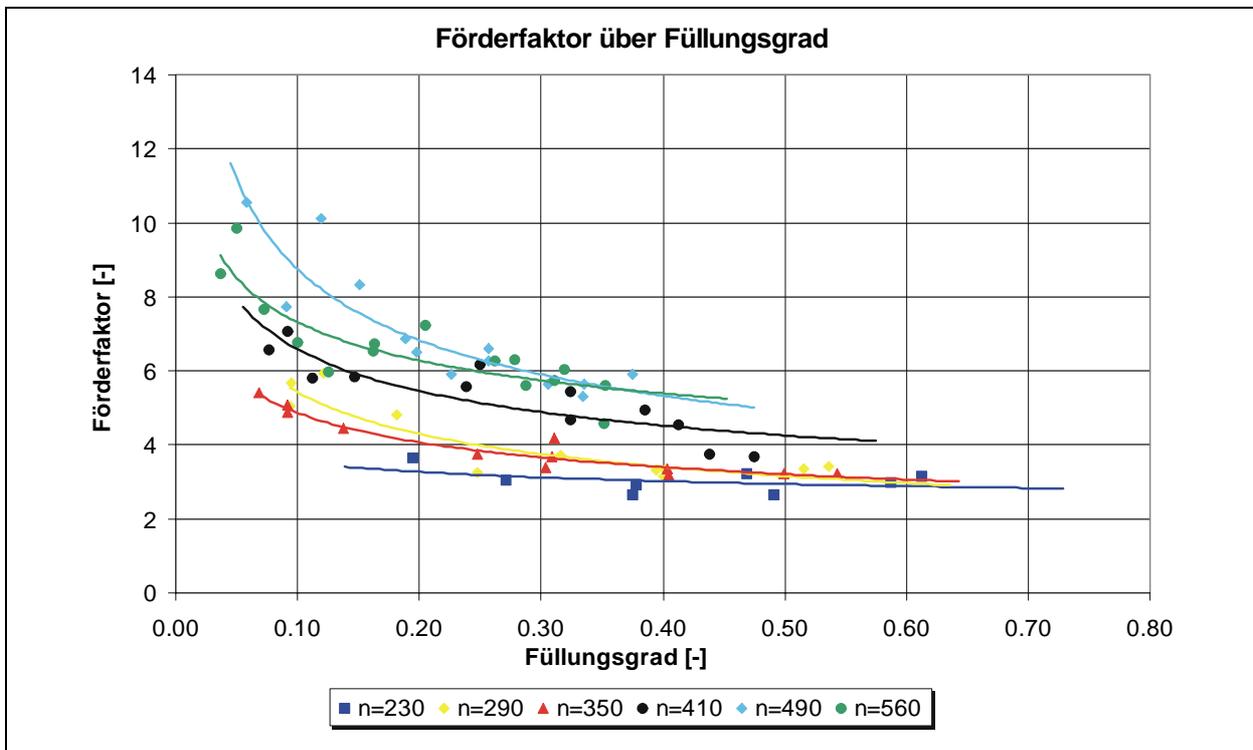
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

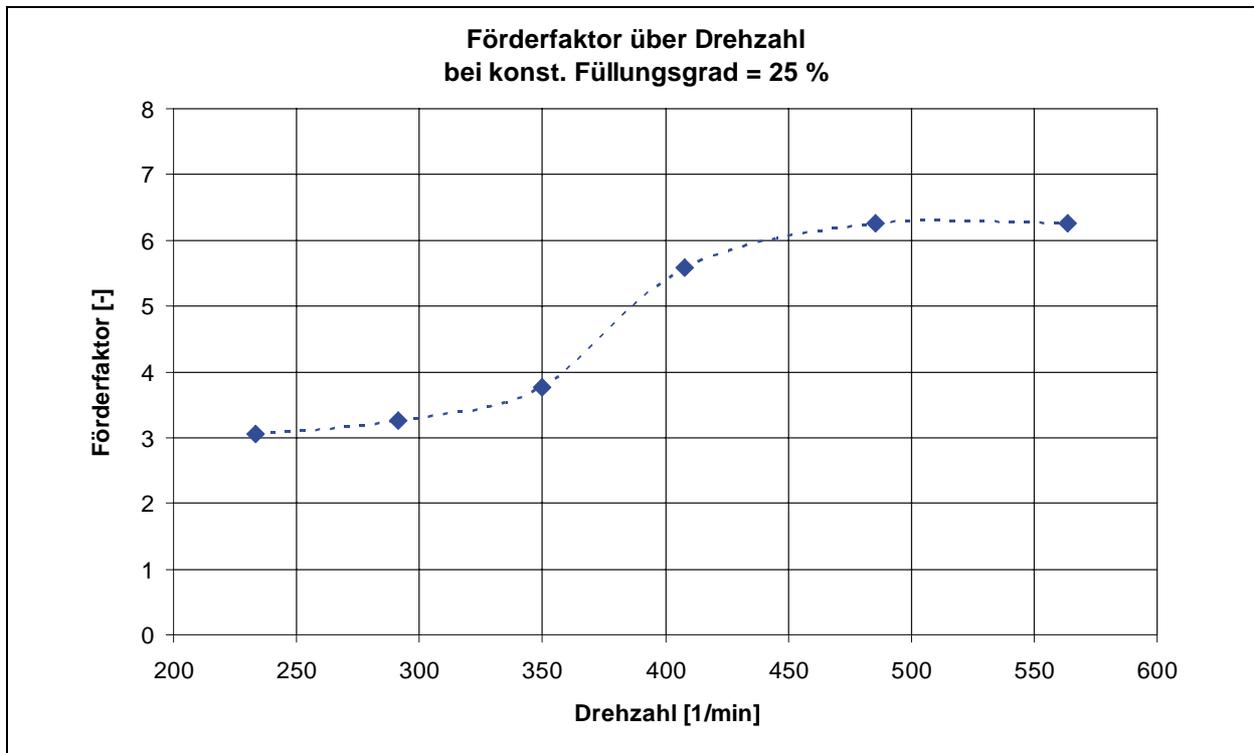


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



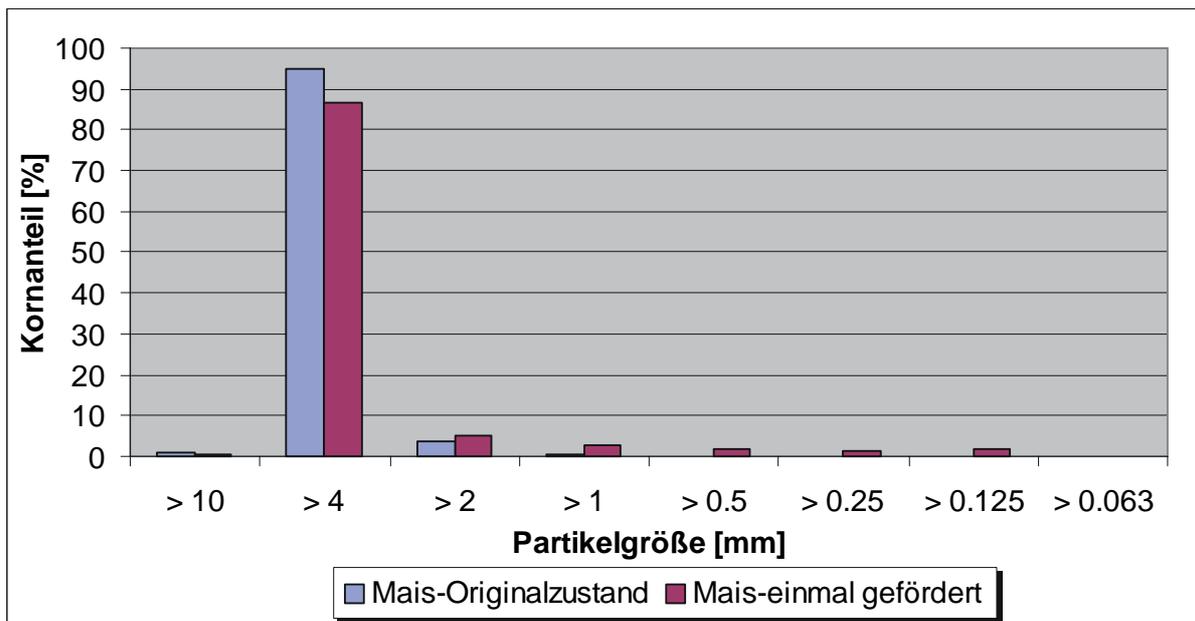
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang F: Mais

### ► Schüttgutkennwerte:

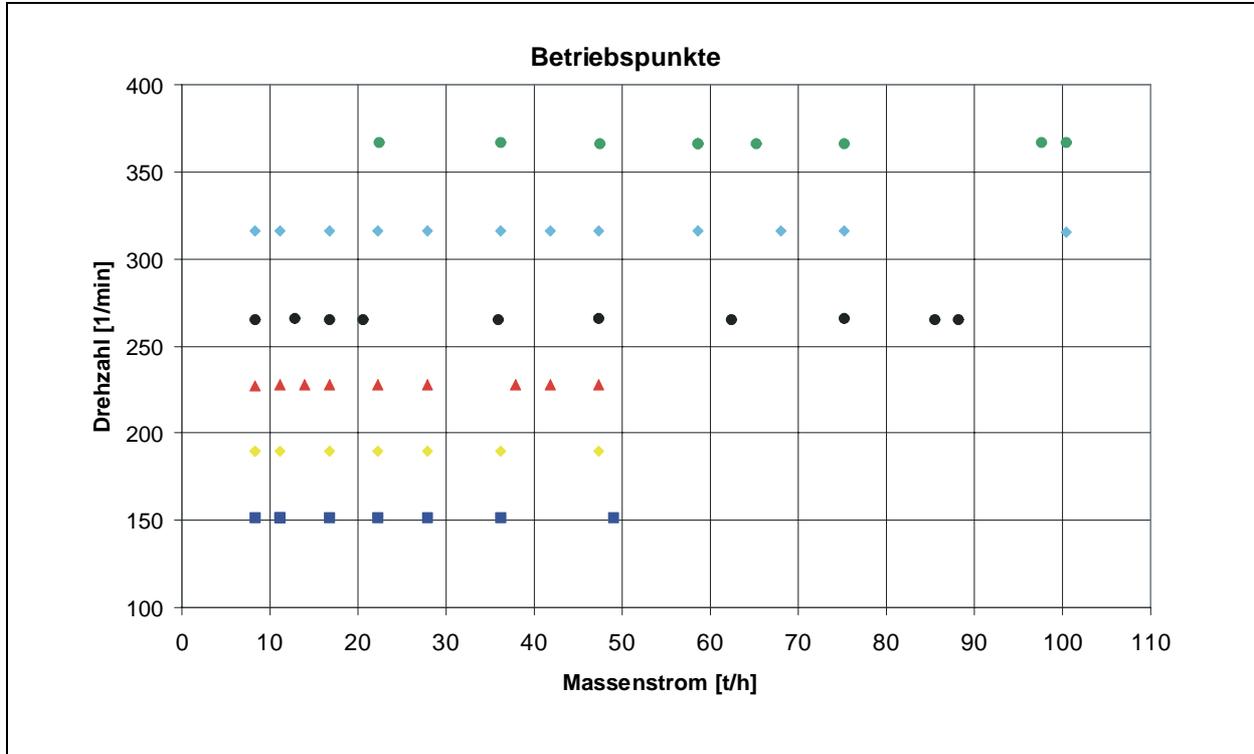
Schüttdichte:	730	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	13	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	29	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,38	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

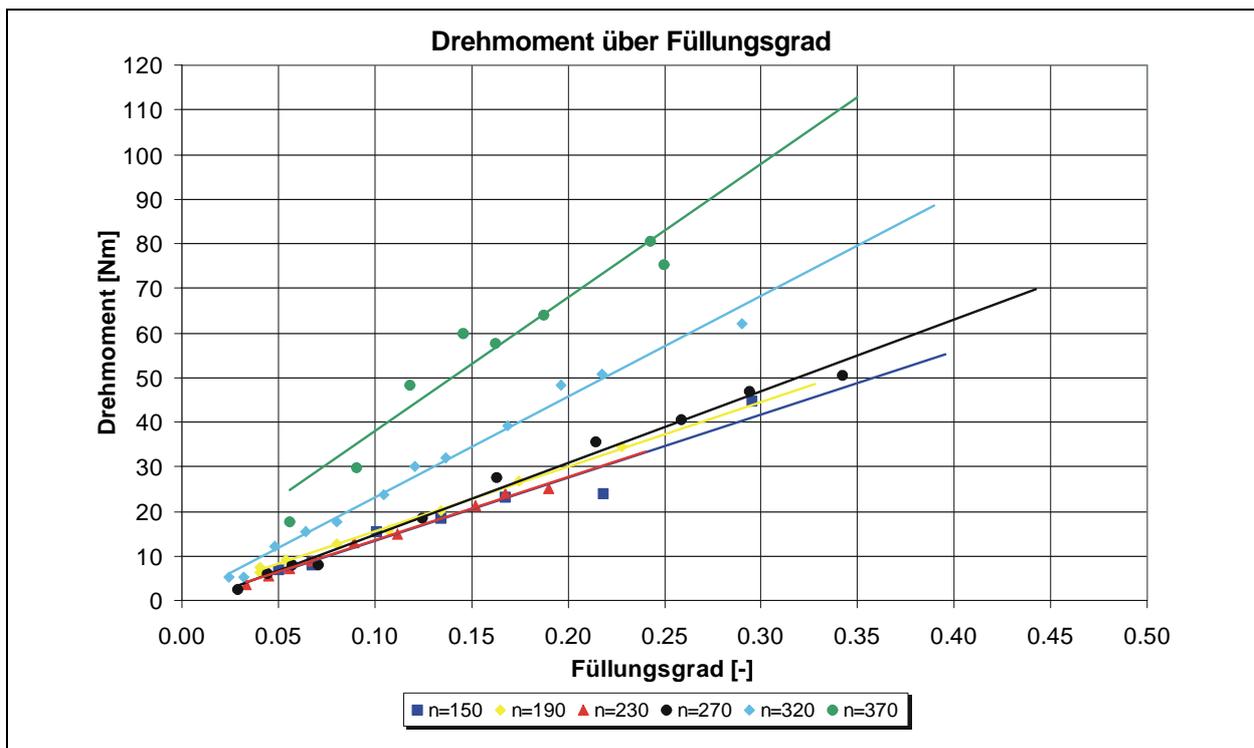


# F1 Mais (horizontal)

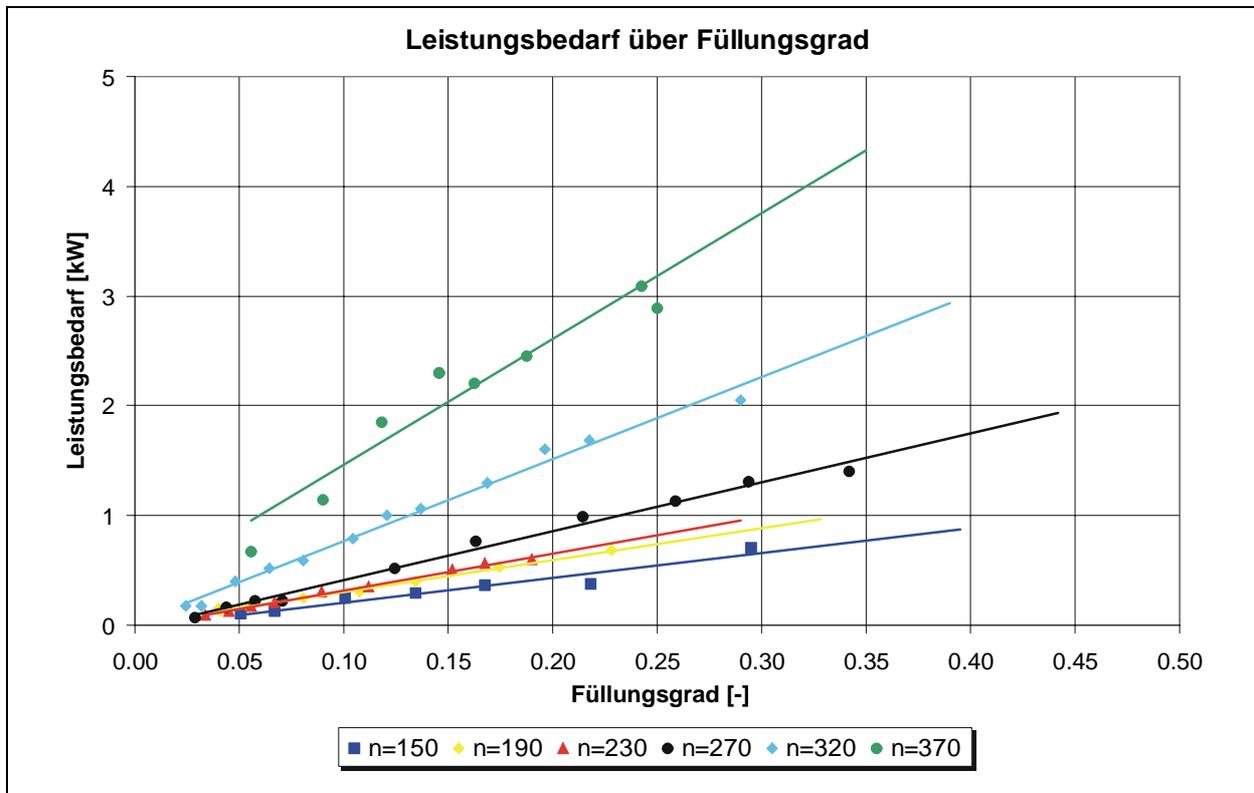
## ► Betriebspunkte



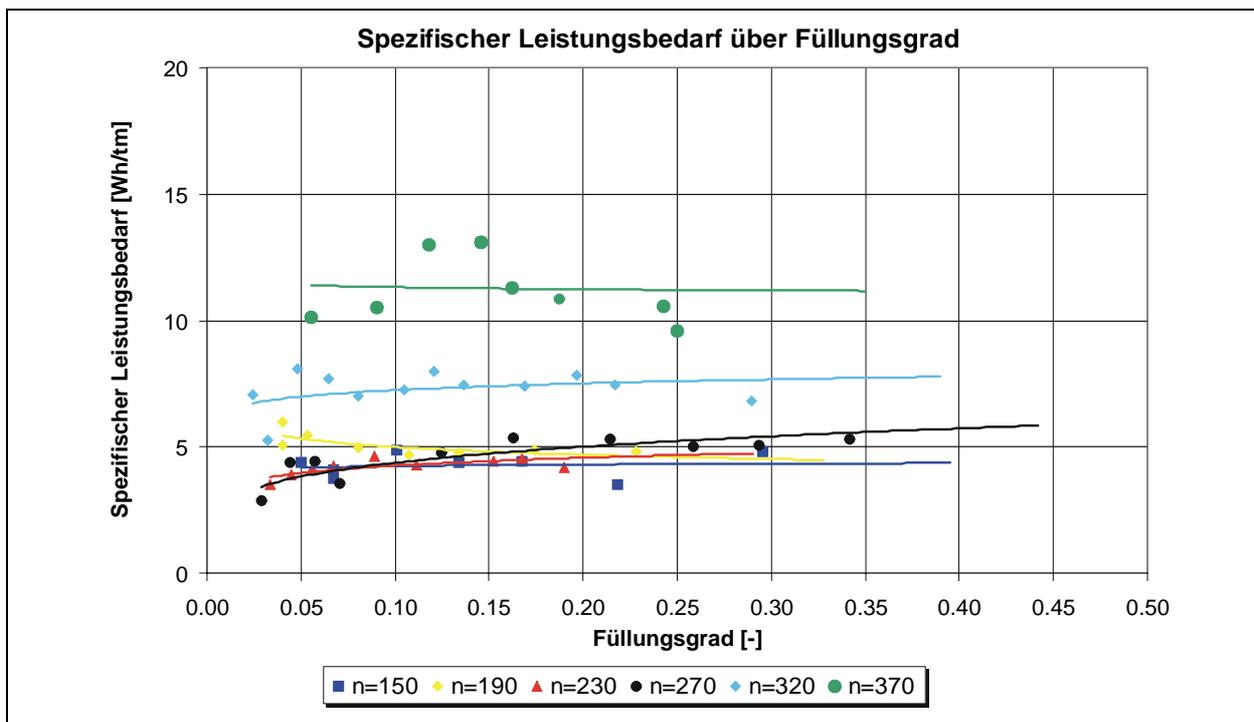
## ► M ( $\varphi$ )



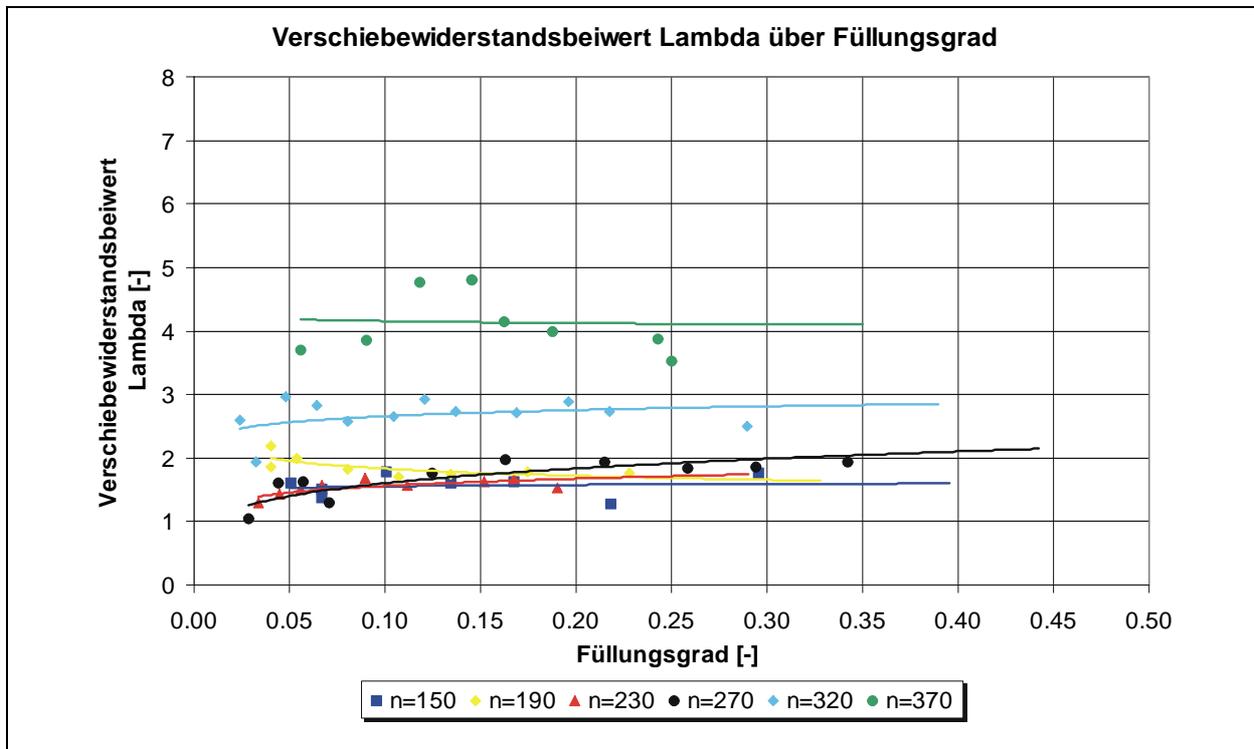
►  $P(\varphi)$



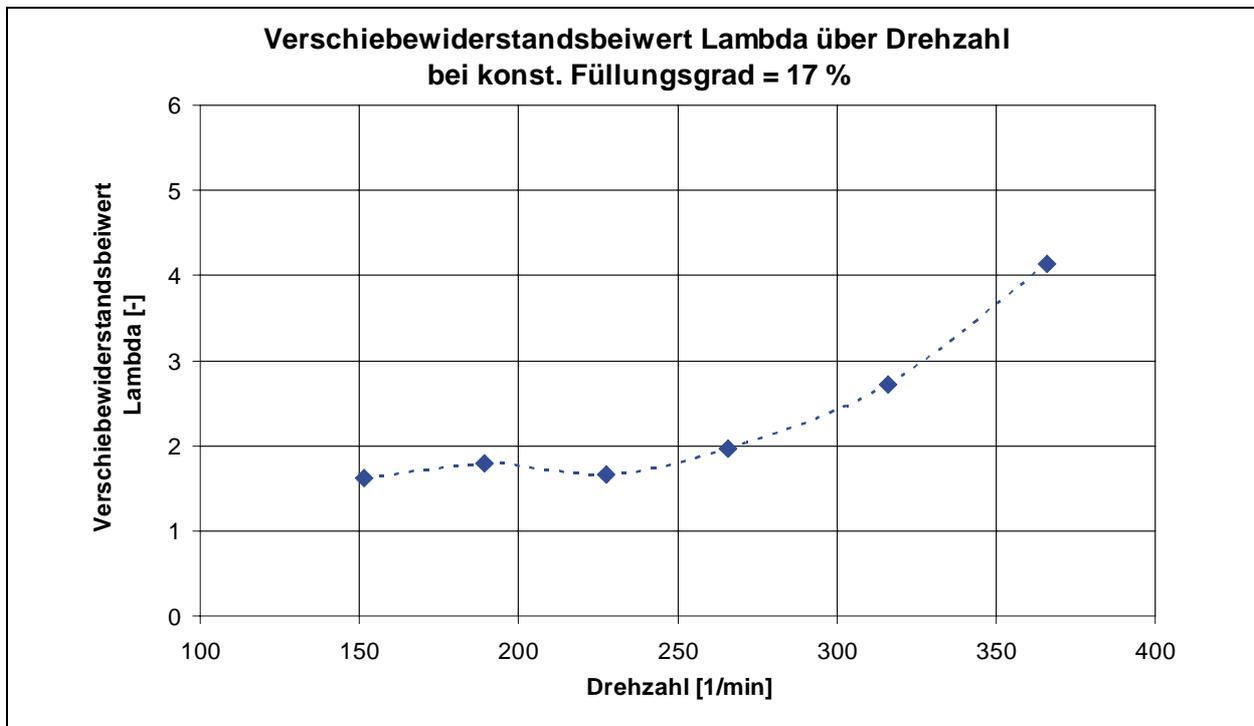
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

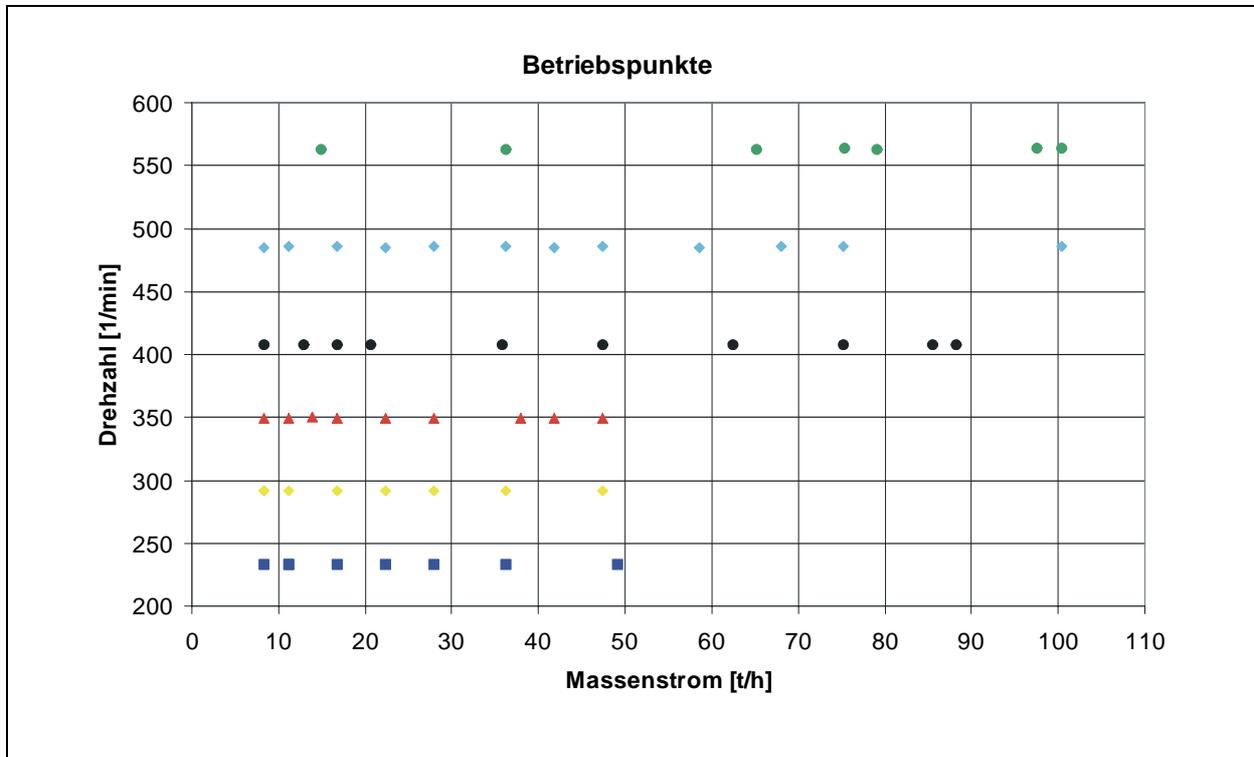


►  $\lambda(n)$

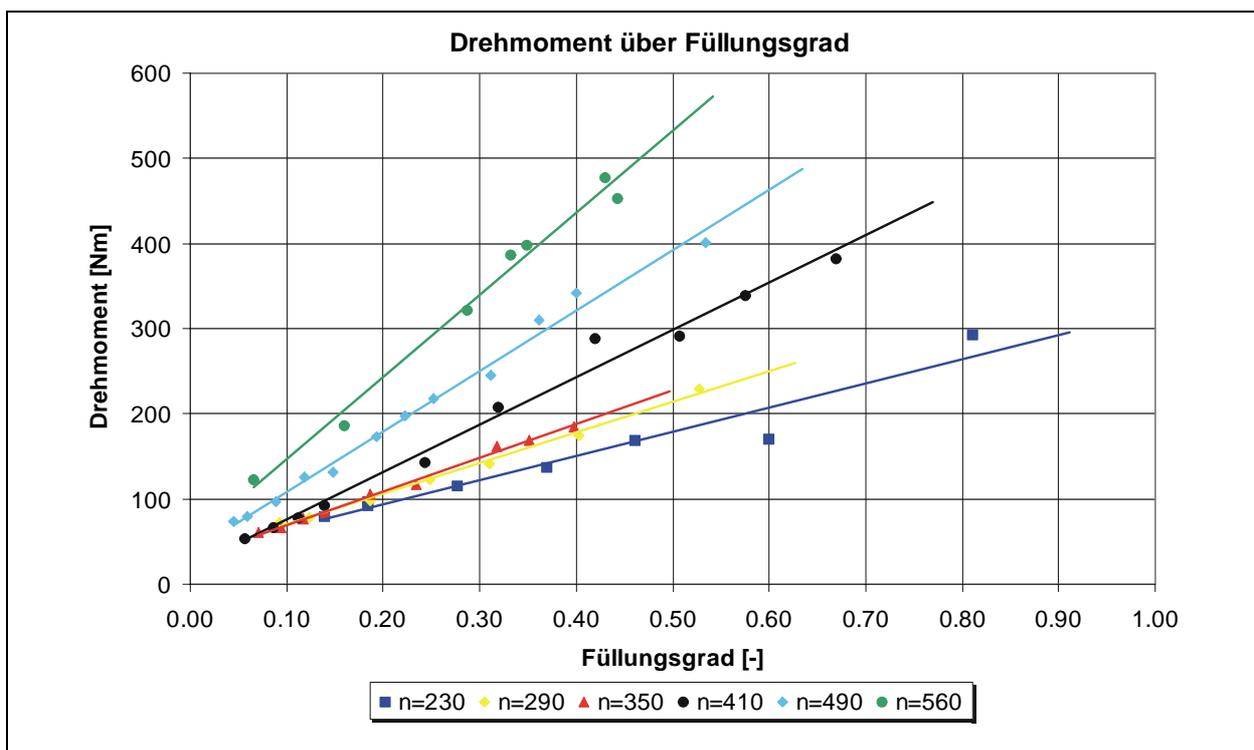


## F2 Mais (vertikal)

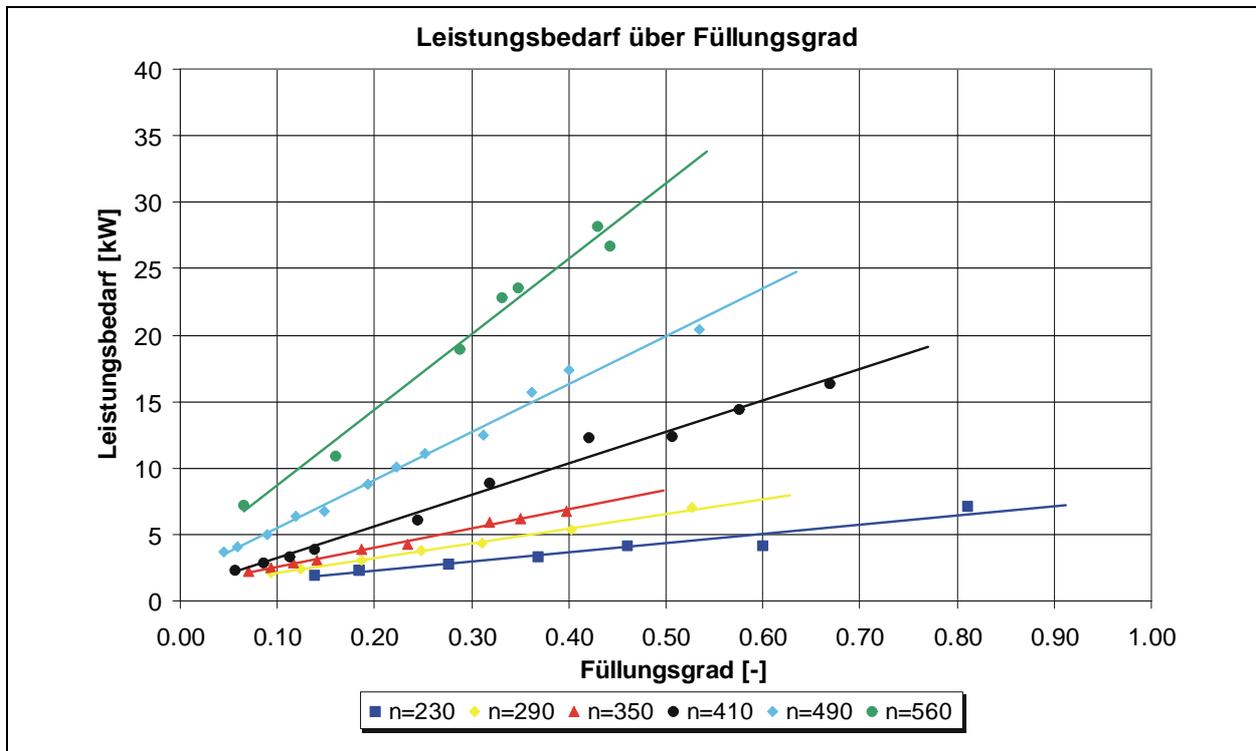
### ► Betriebspunkte



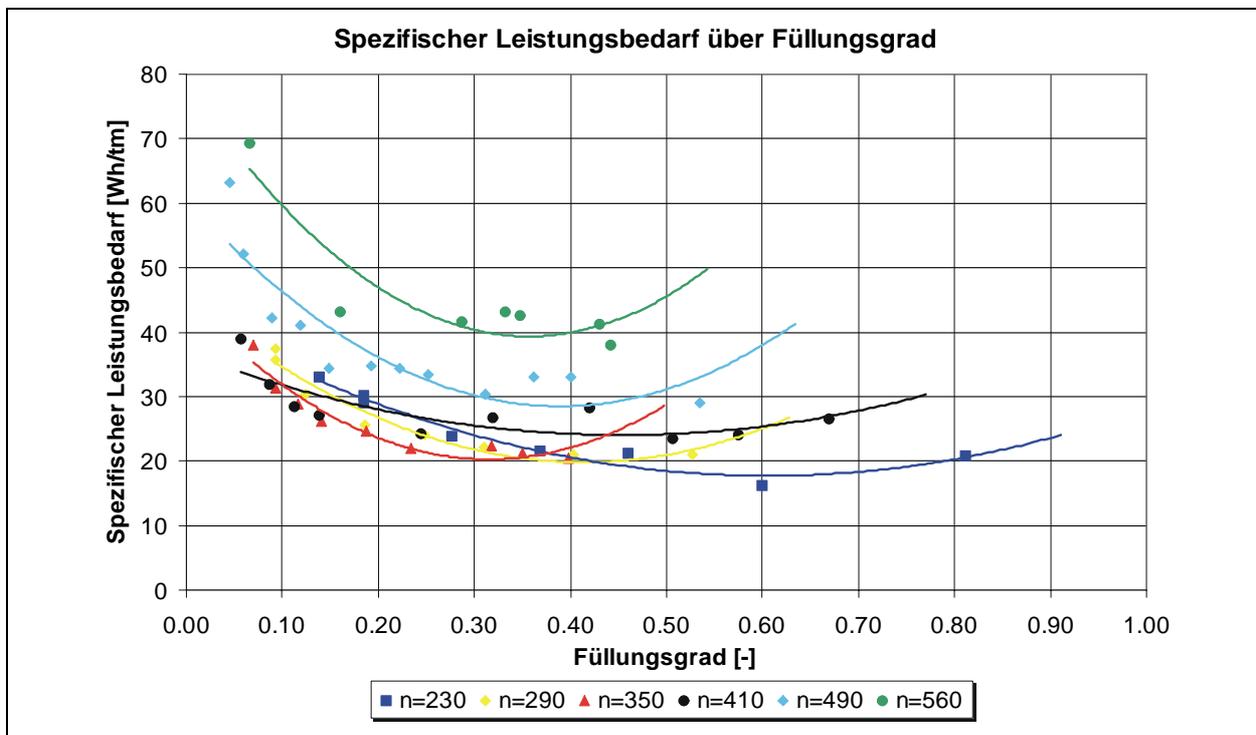
### ► M ( $\varphi$ )



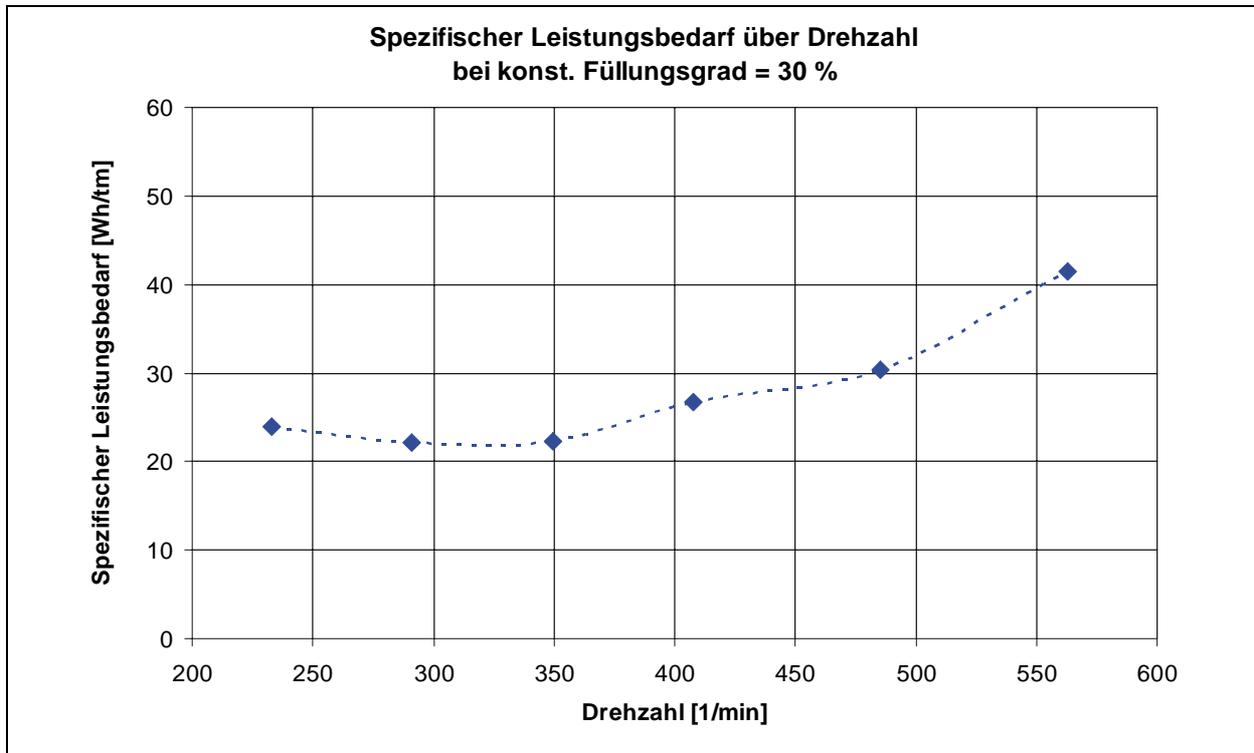
►  $P(\varphi)$



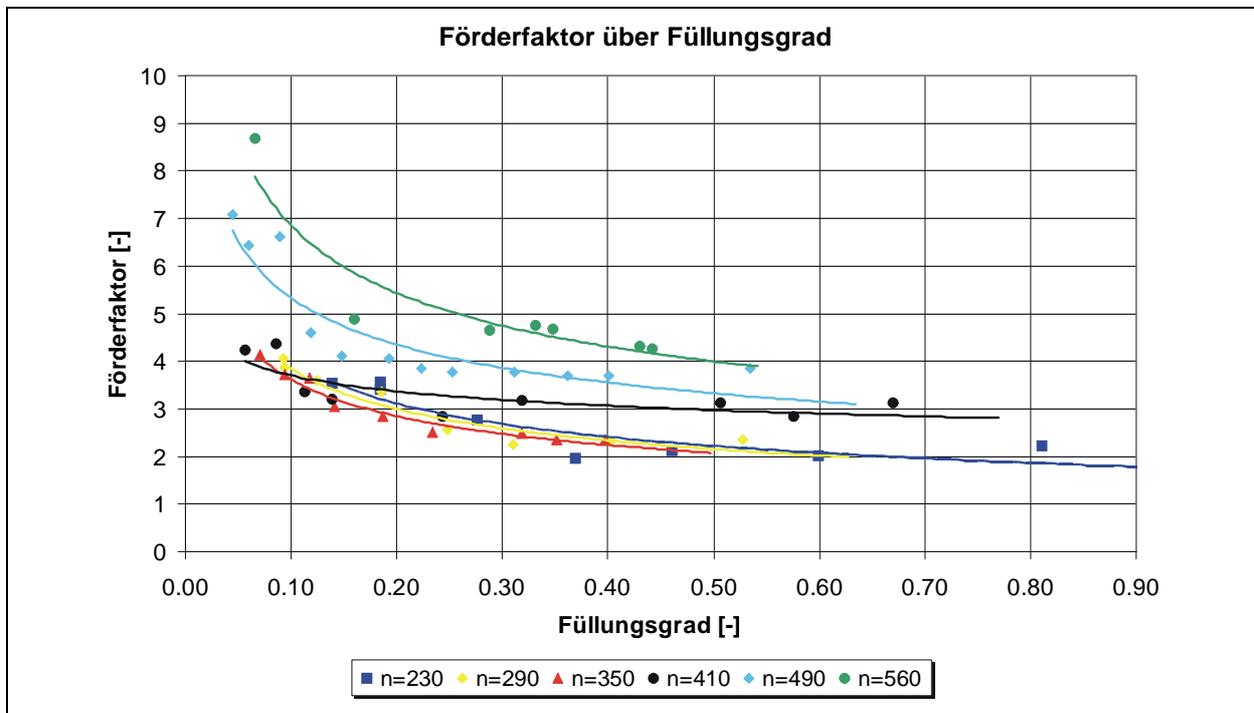
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

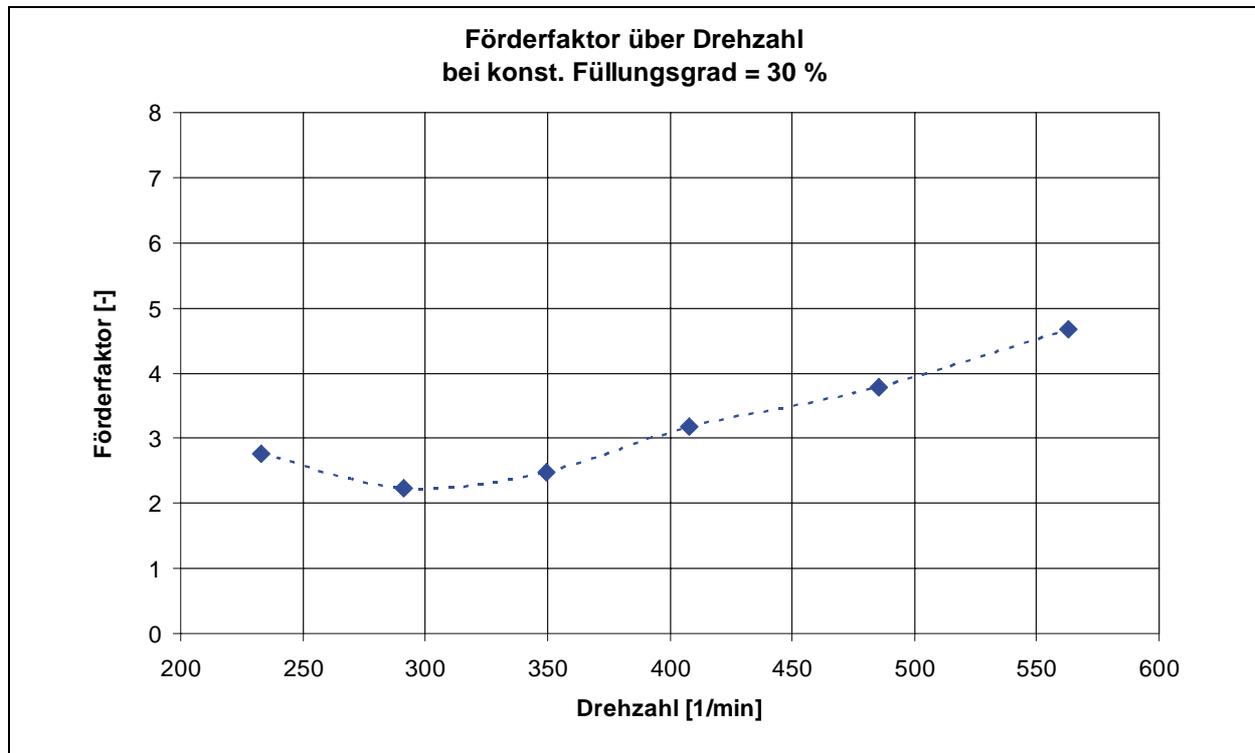


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



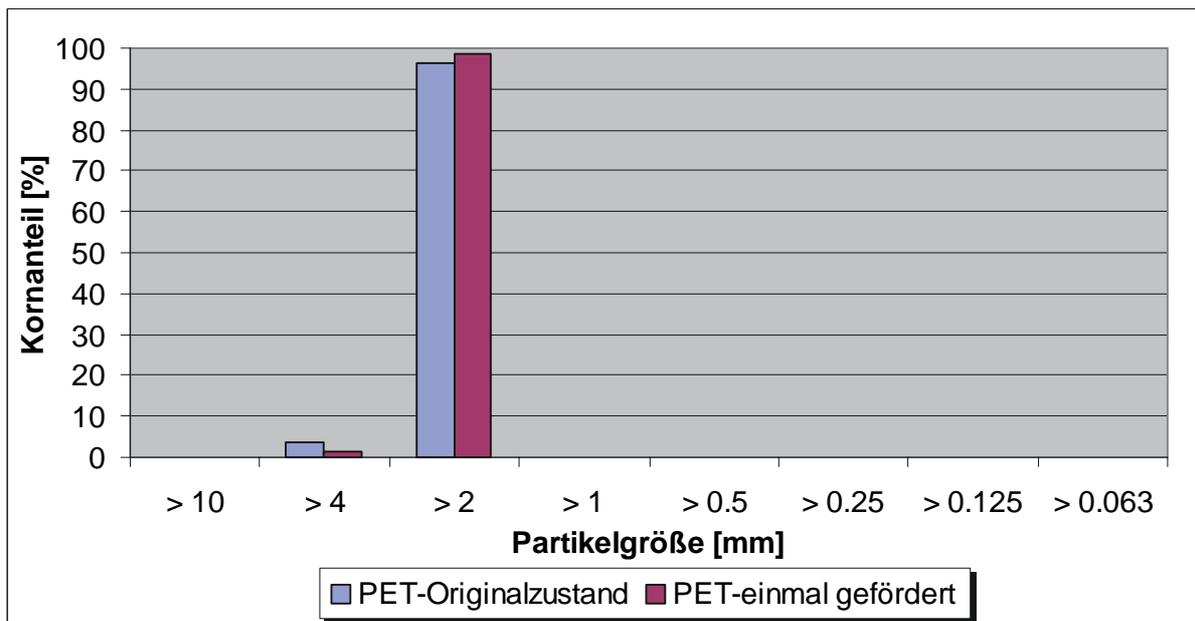
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang G: PET

### ► Schüttgutkennwerte:

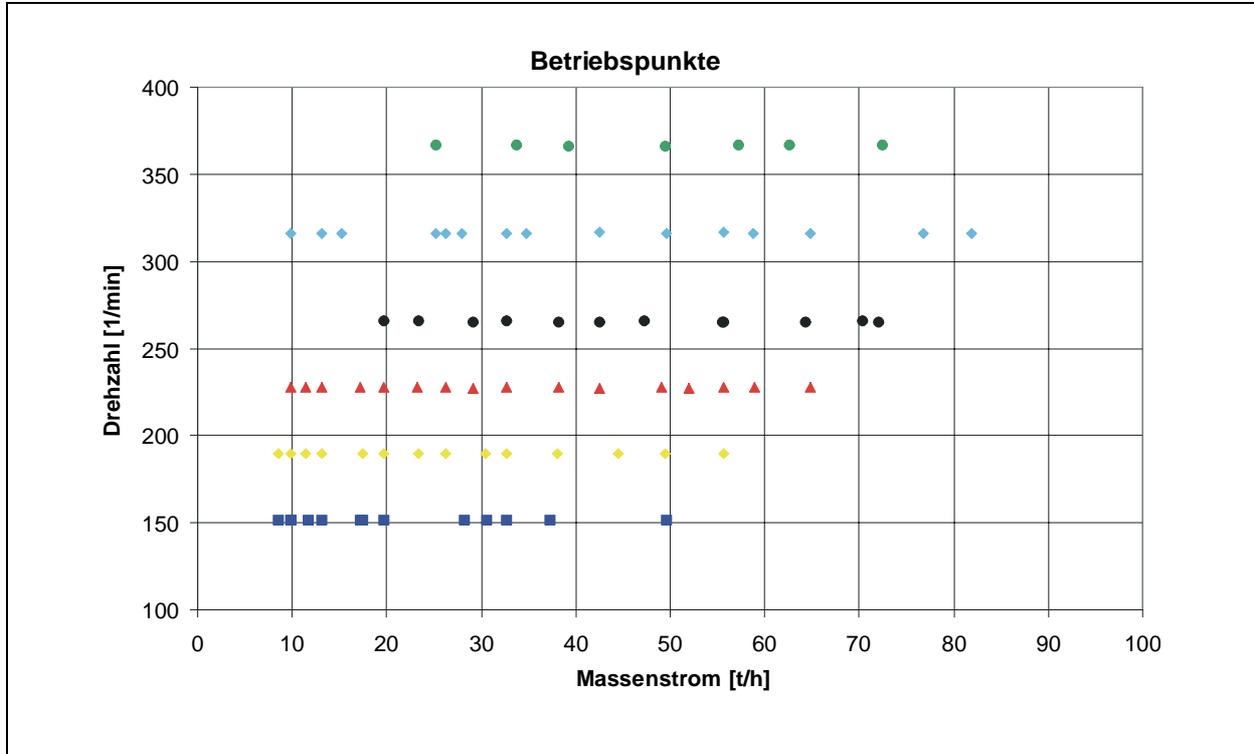
Schüttdichte:	750	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	5	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	37	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,49	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

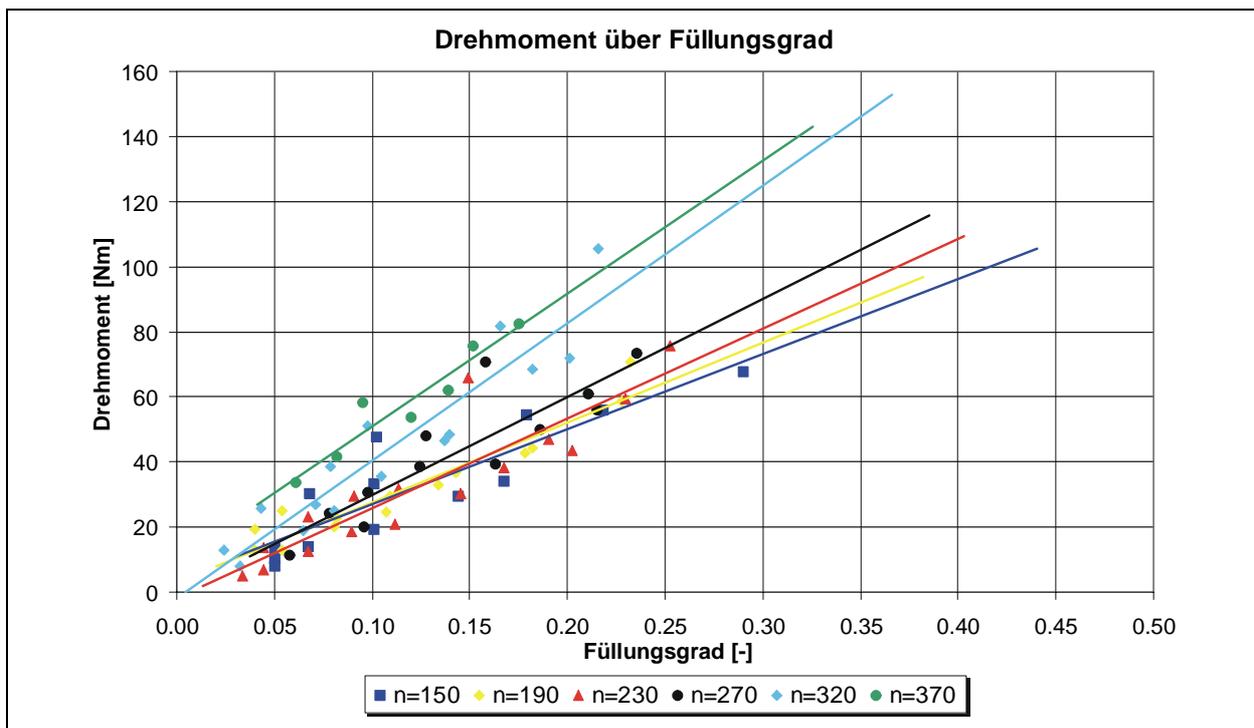


# G1 PET (horizontal)

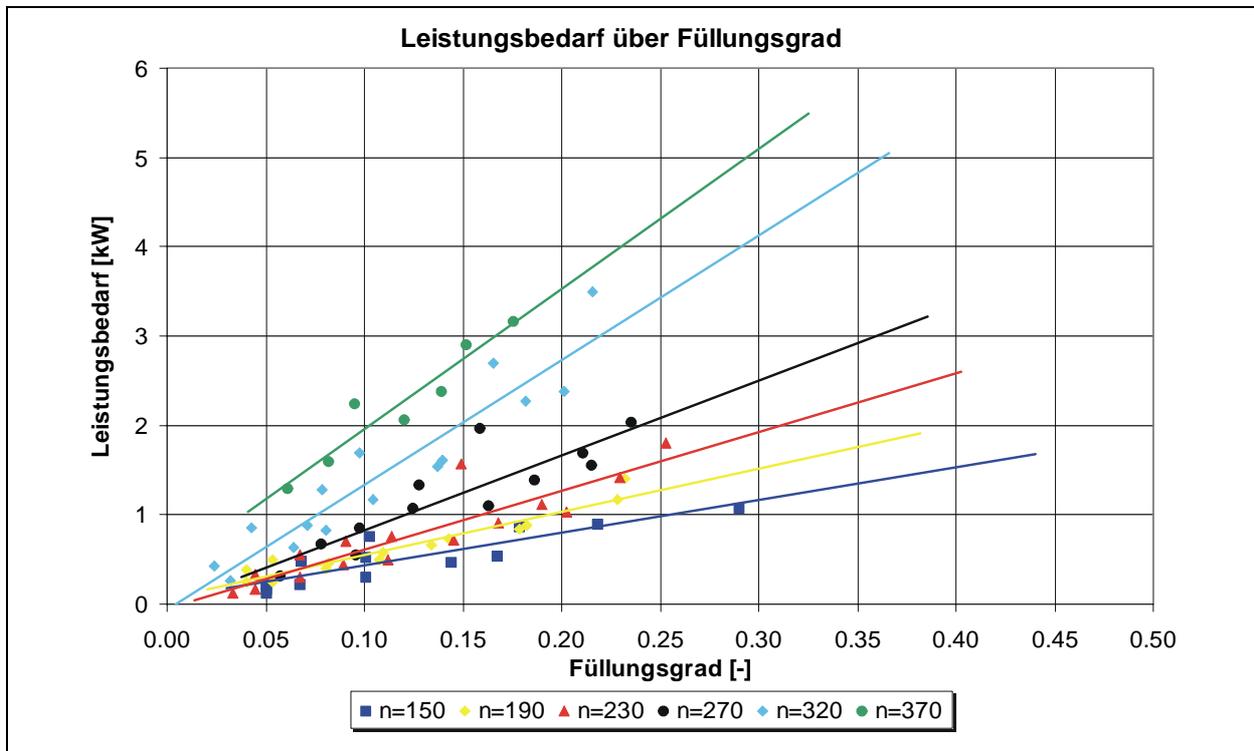
## ► Betriebspunkte



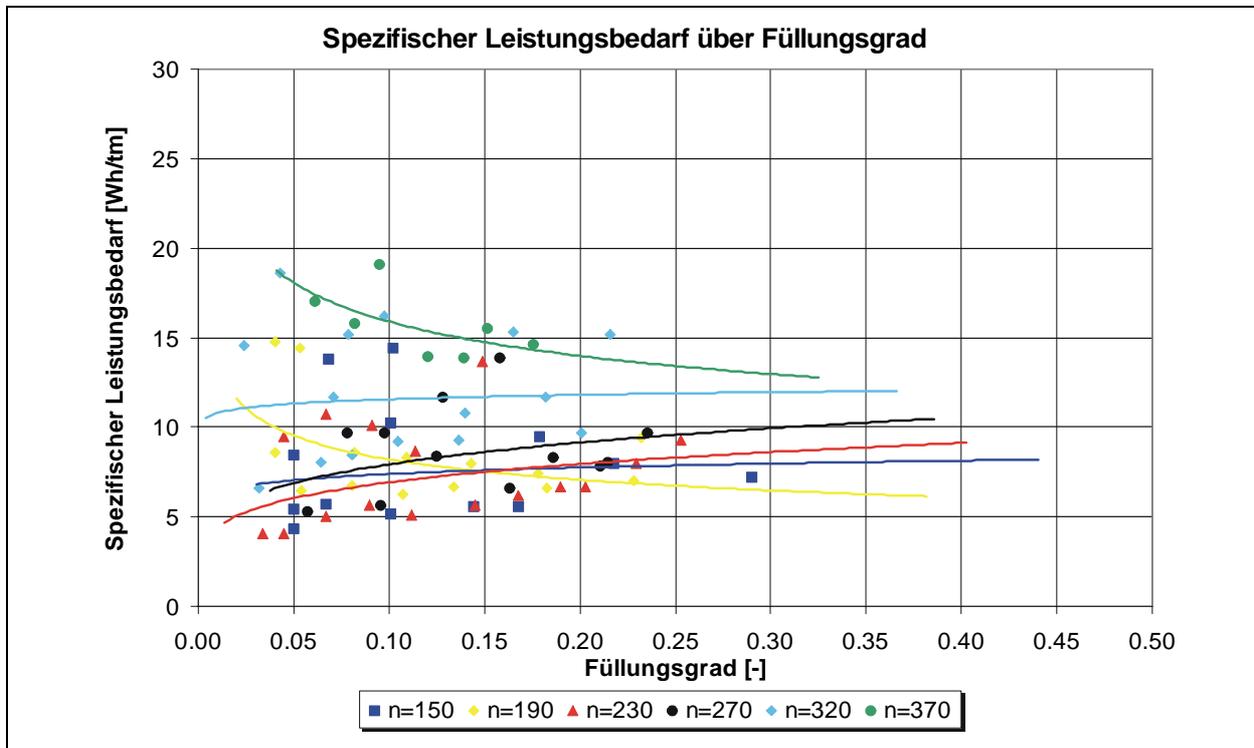
## ► M ( $\varphi$ )



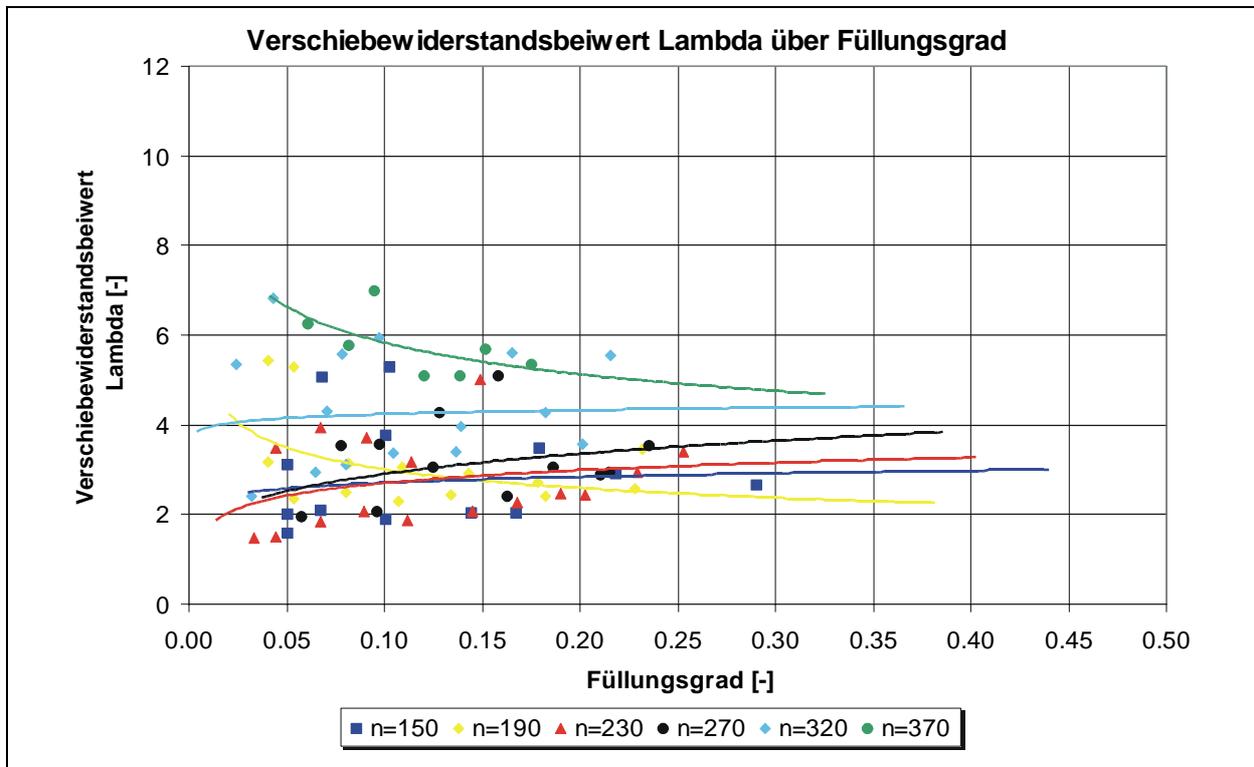
►  $P(\varphi)$



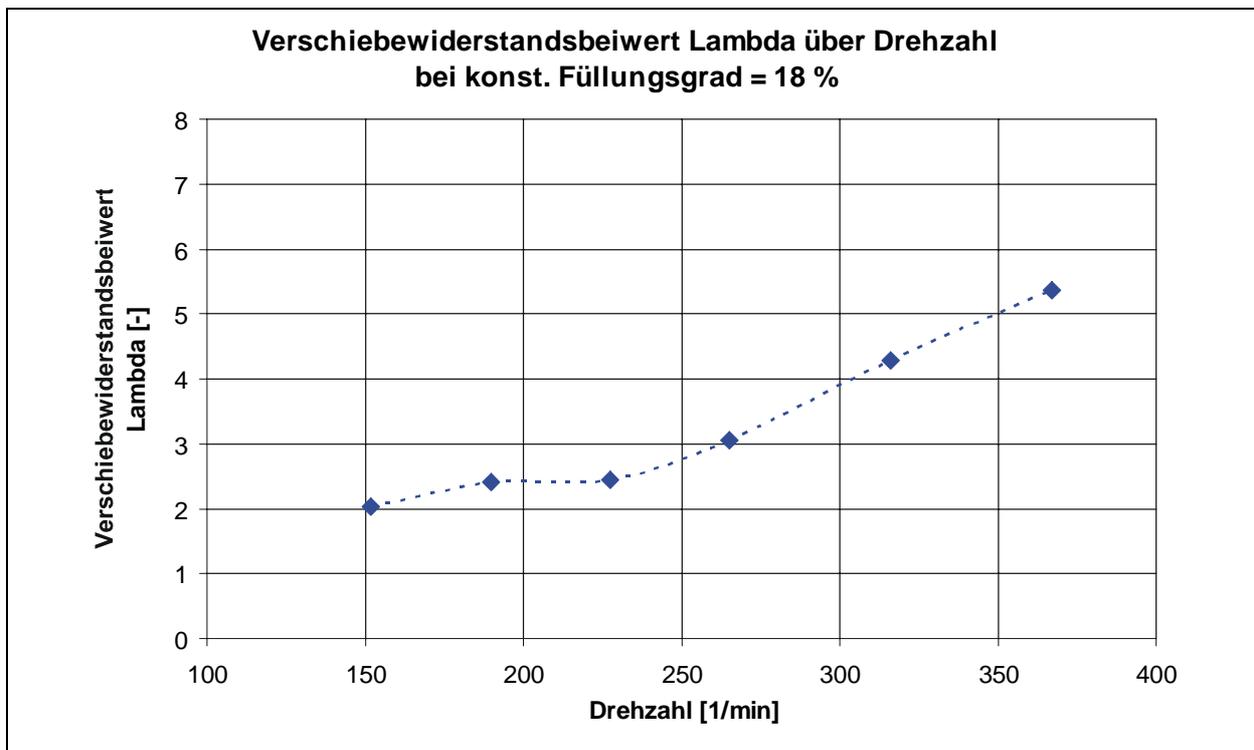
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

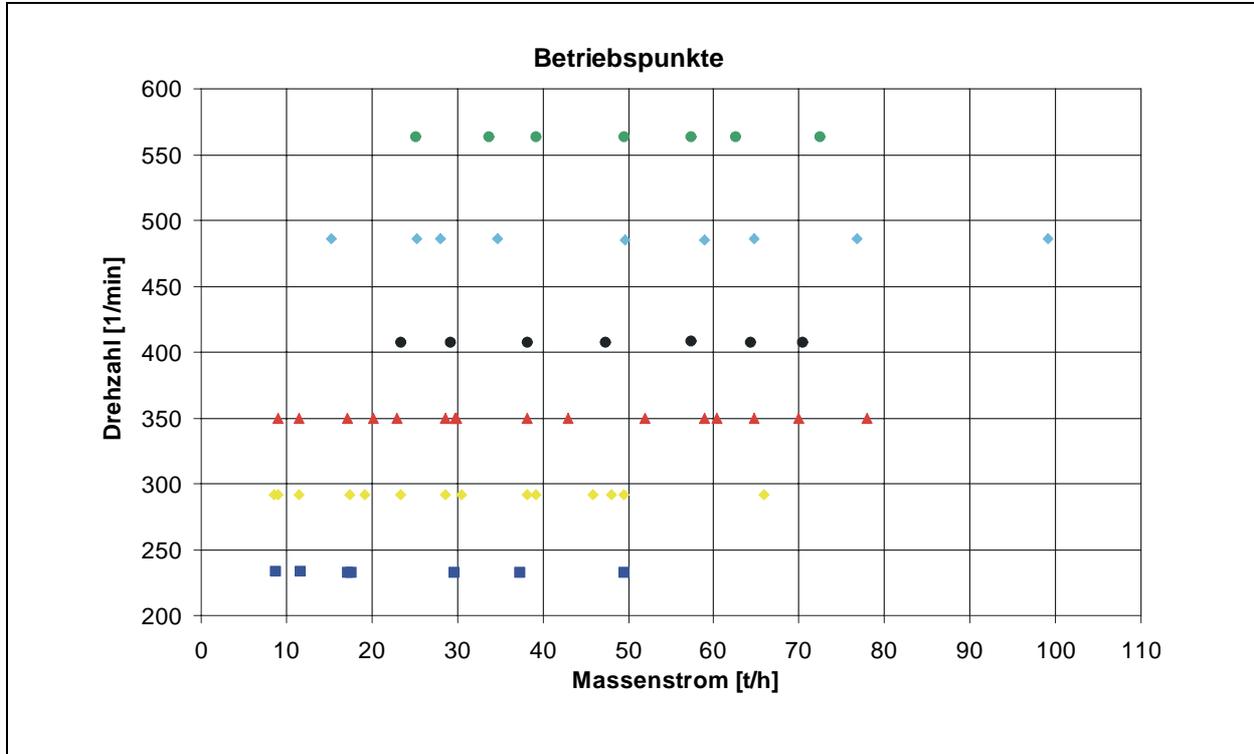


►  $\lambda(n)$

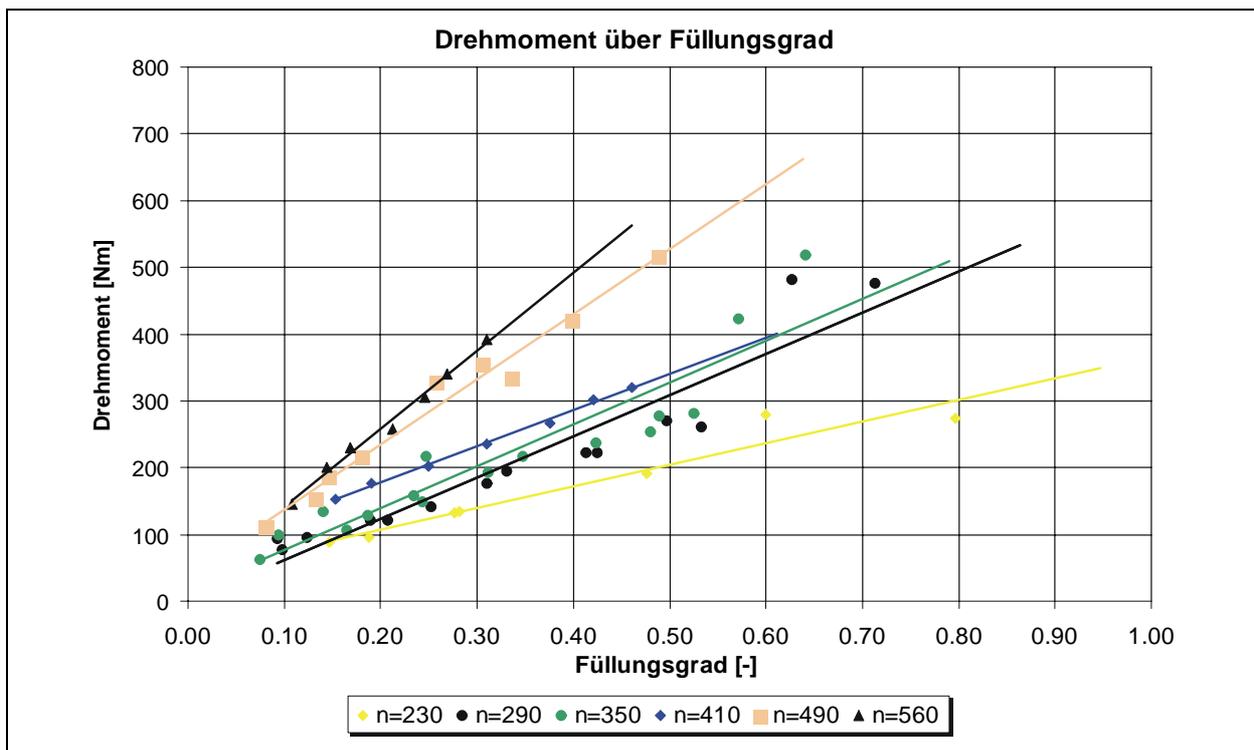


## G2 PET (vertikal)

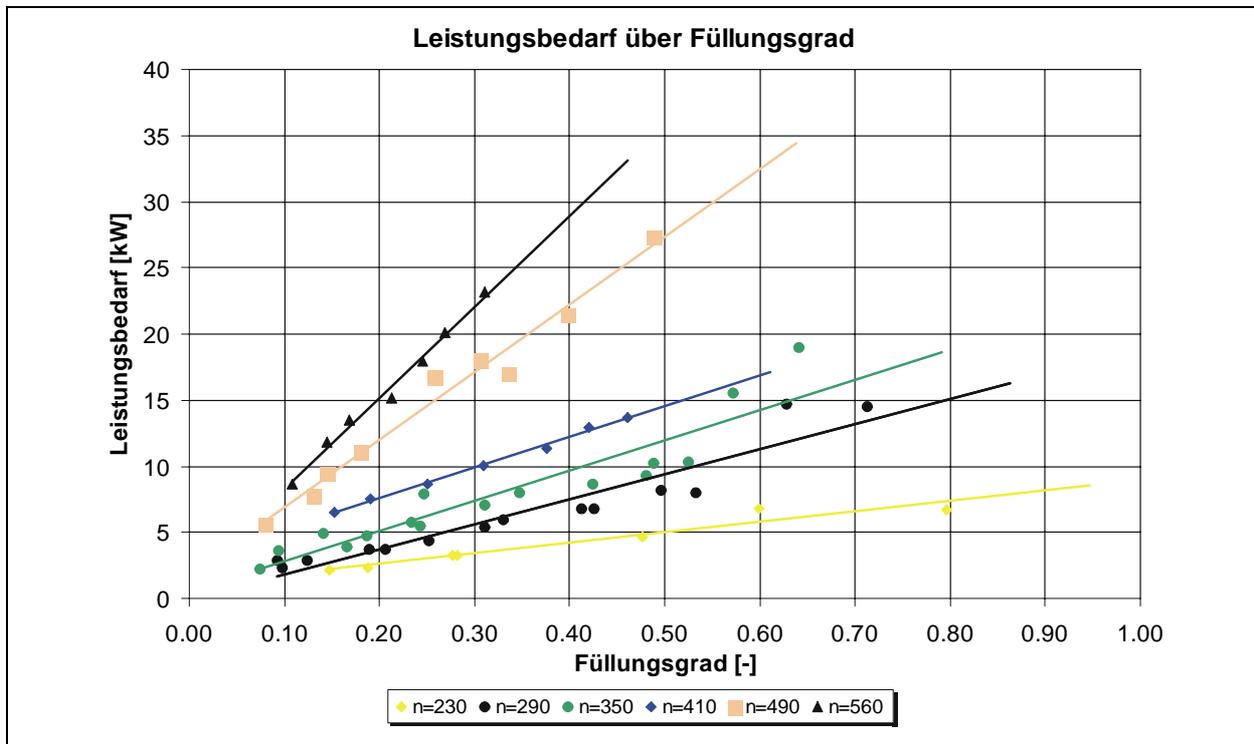
### ► Betriebspunkte



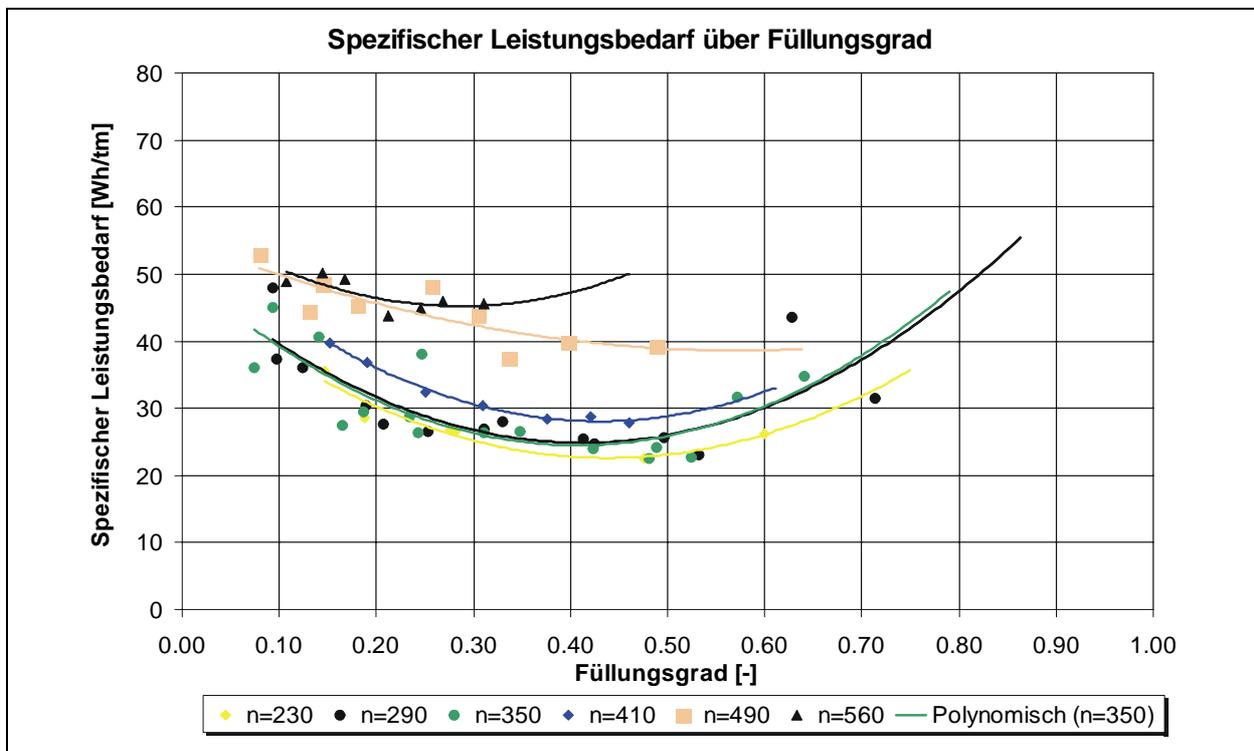
### ► M ( $\varphi$ )



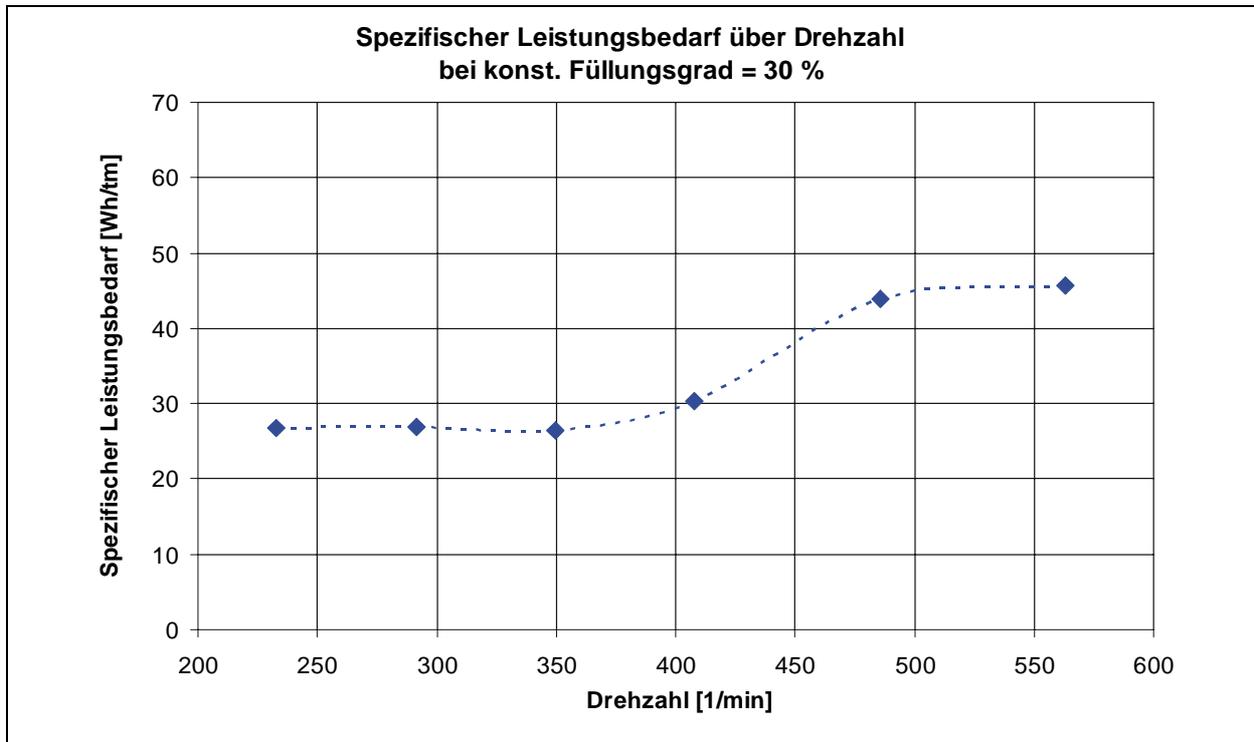
►  $P(\varphi)$



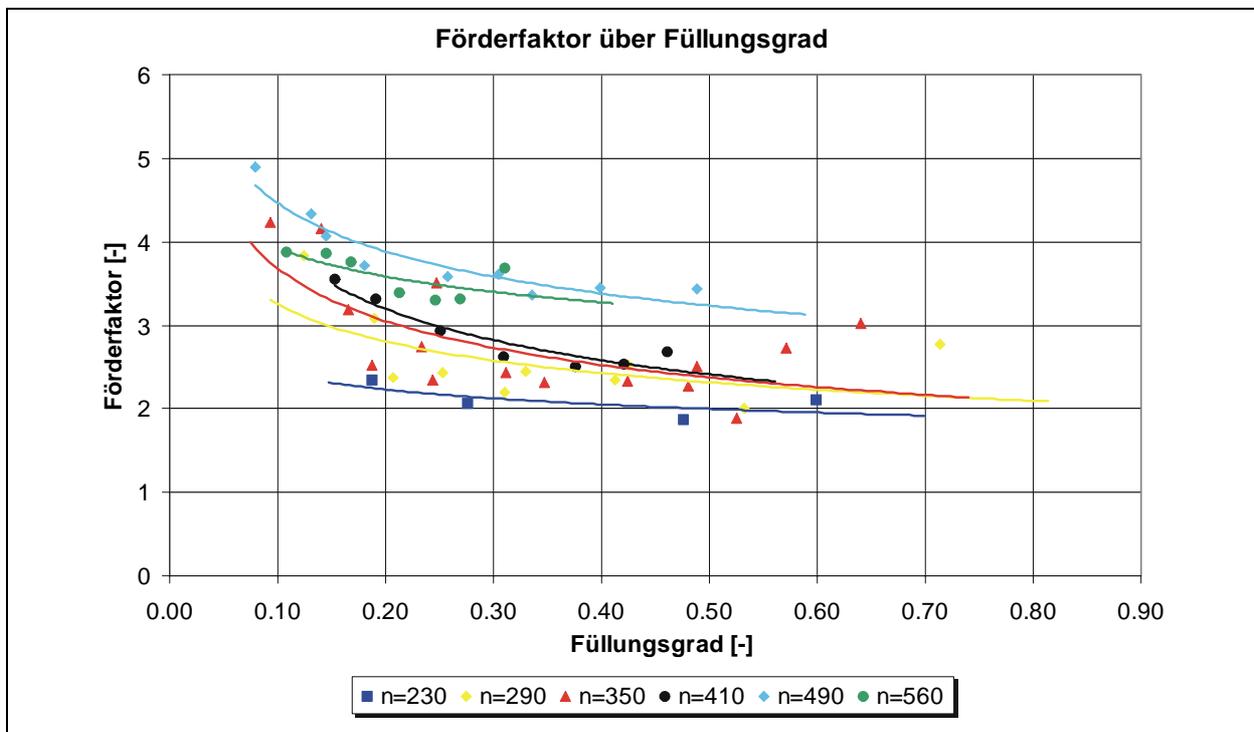
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

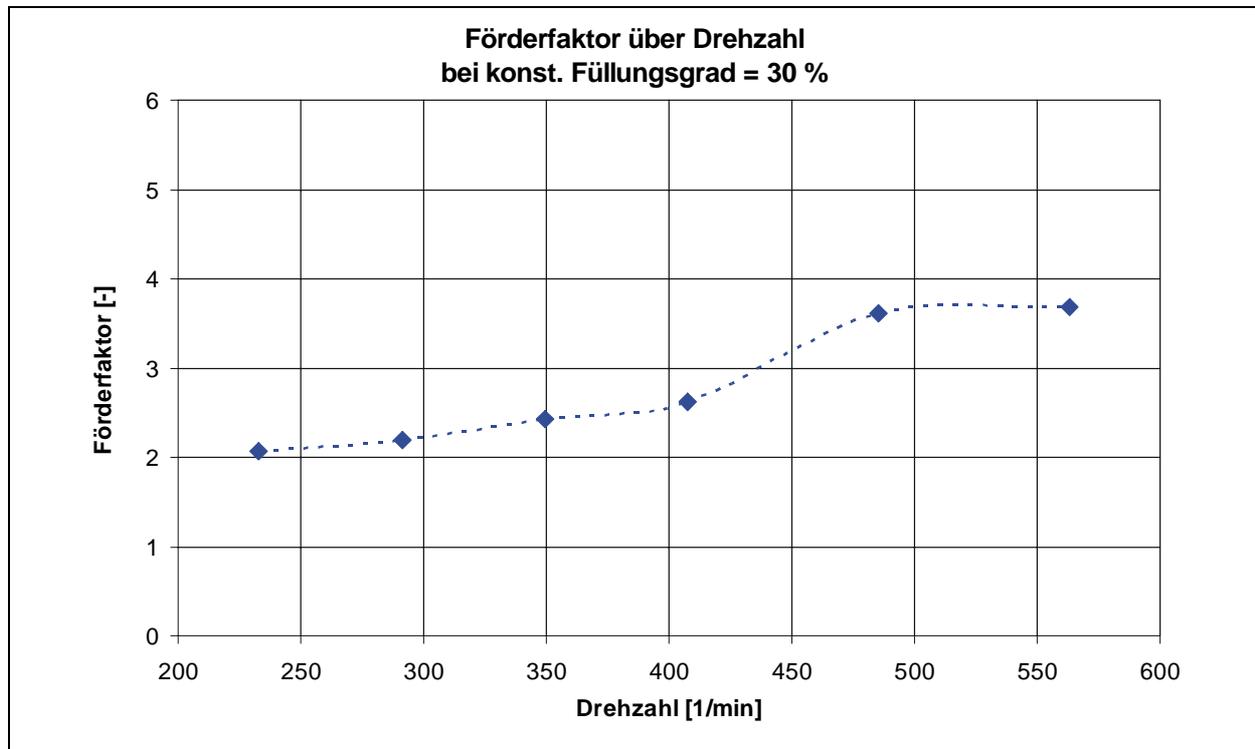


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



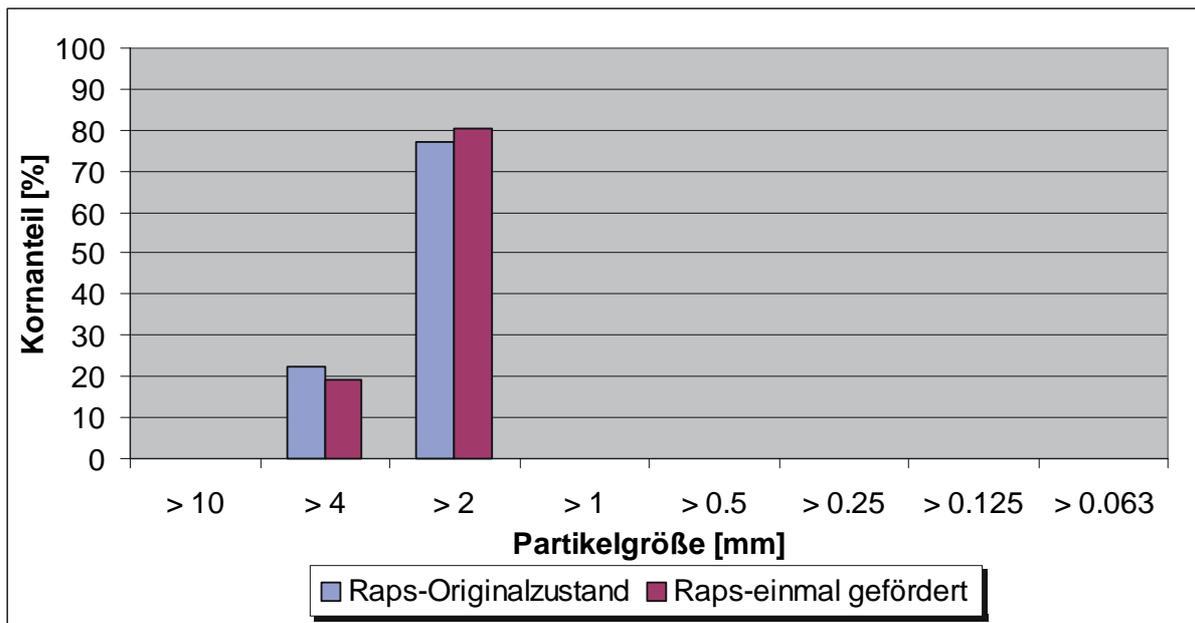
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang H: Raps

### ► Schüttgutkennwerte:

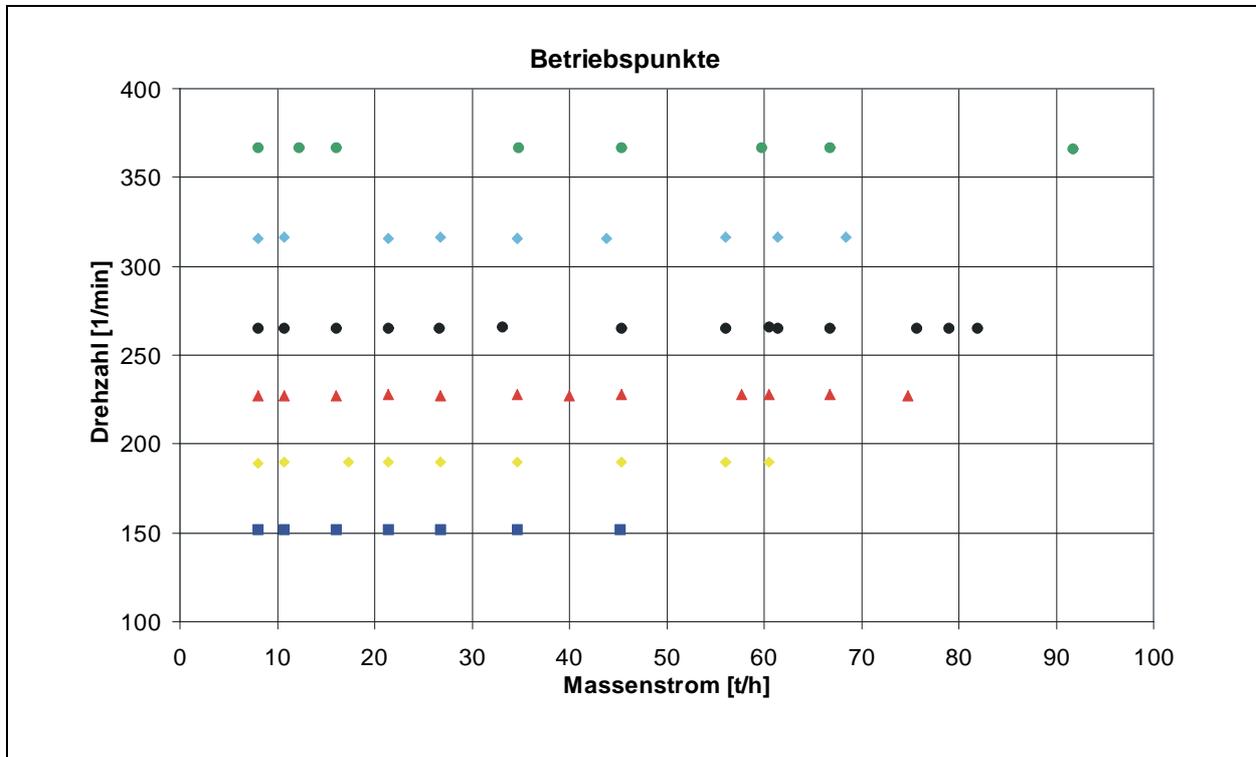
Schüttdichte:	700	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	4	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	30	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,40	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

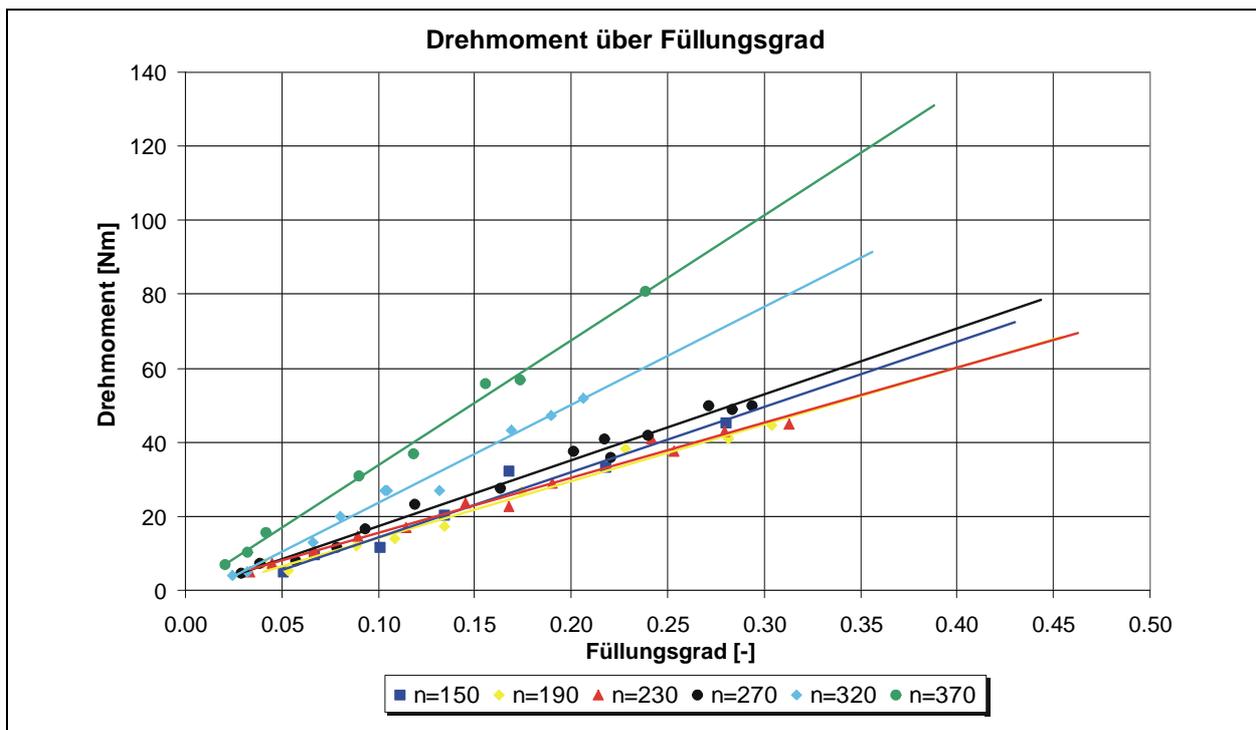


# H1 Raps (horizontal)

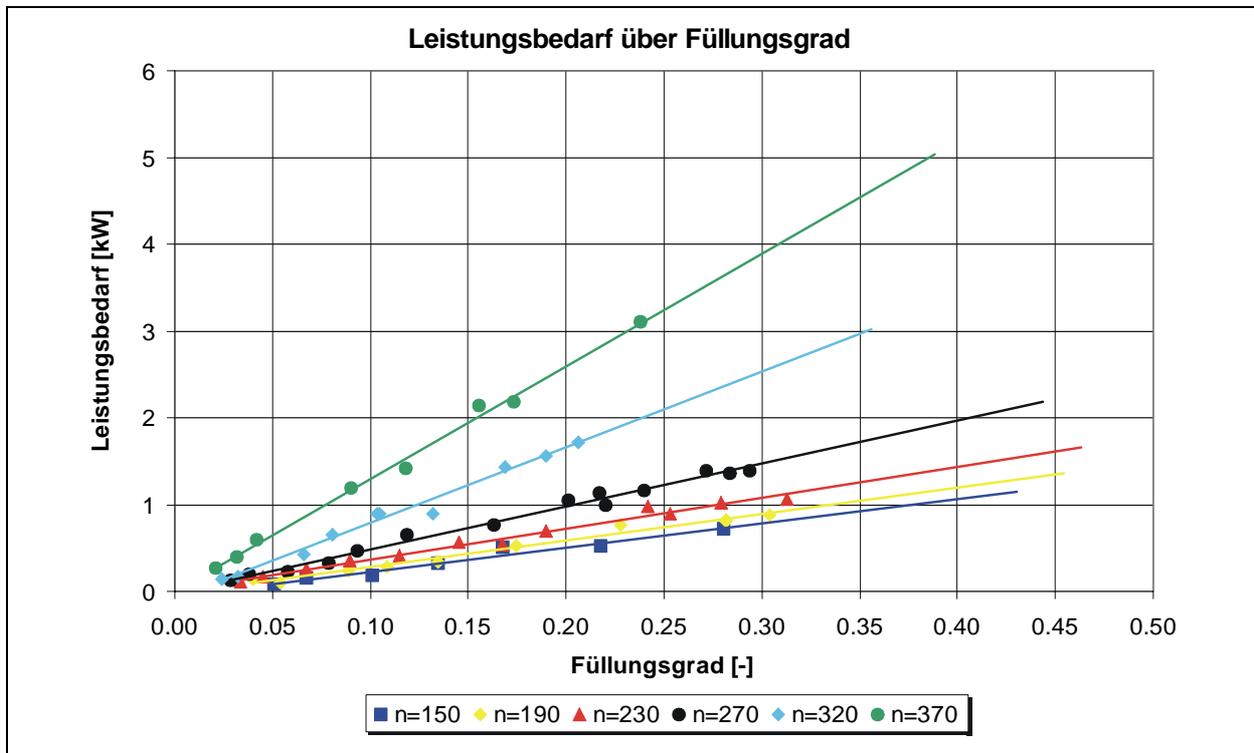
## ► Betriebspunkte



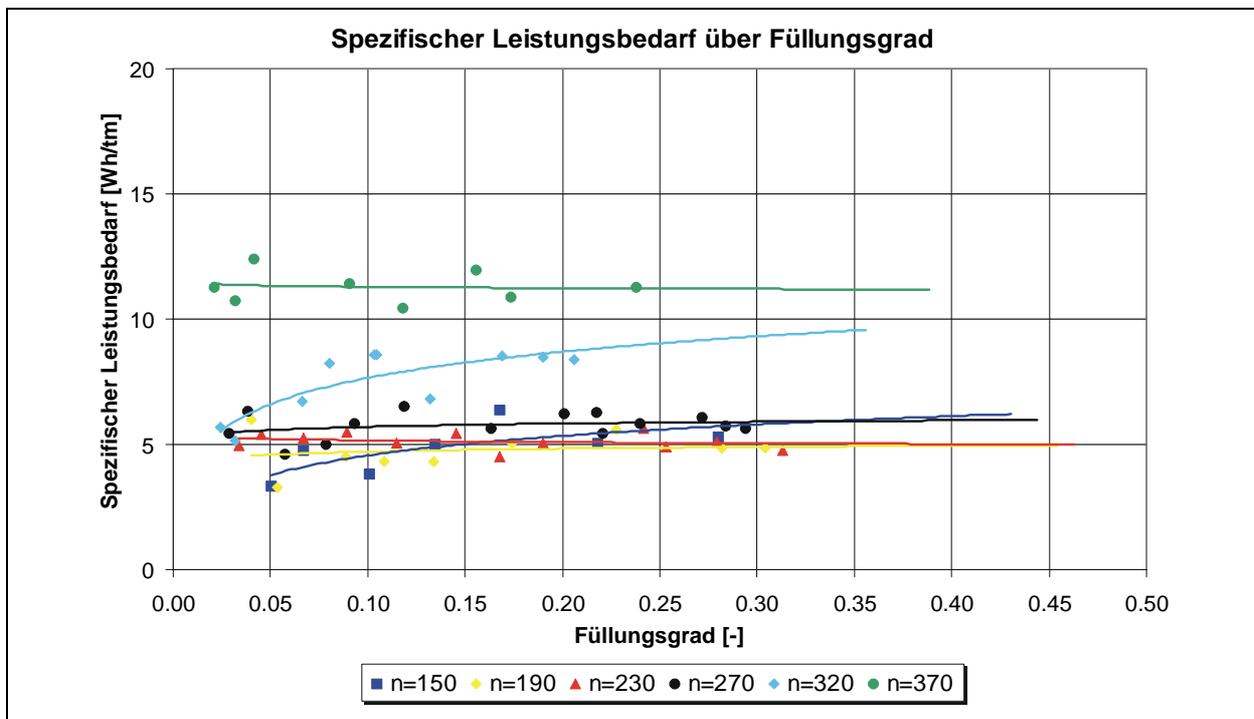
## ► M ( $\varphi$ )



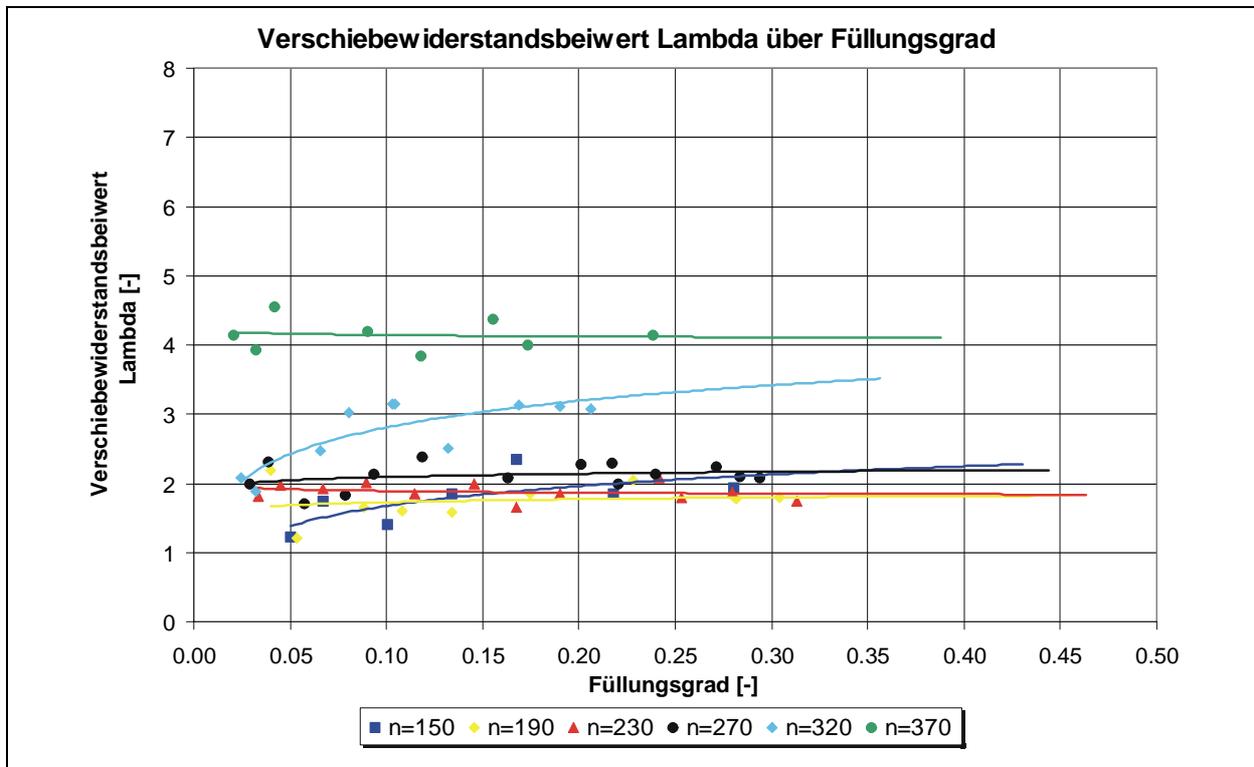
►  $P(\varphi)$



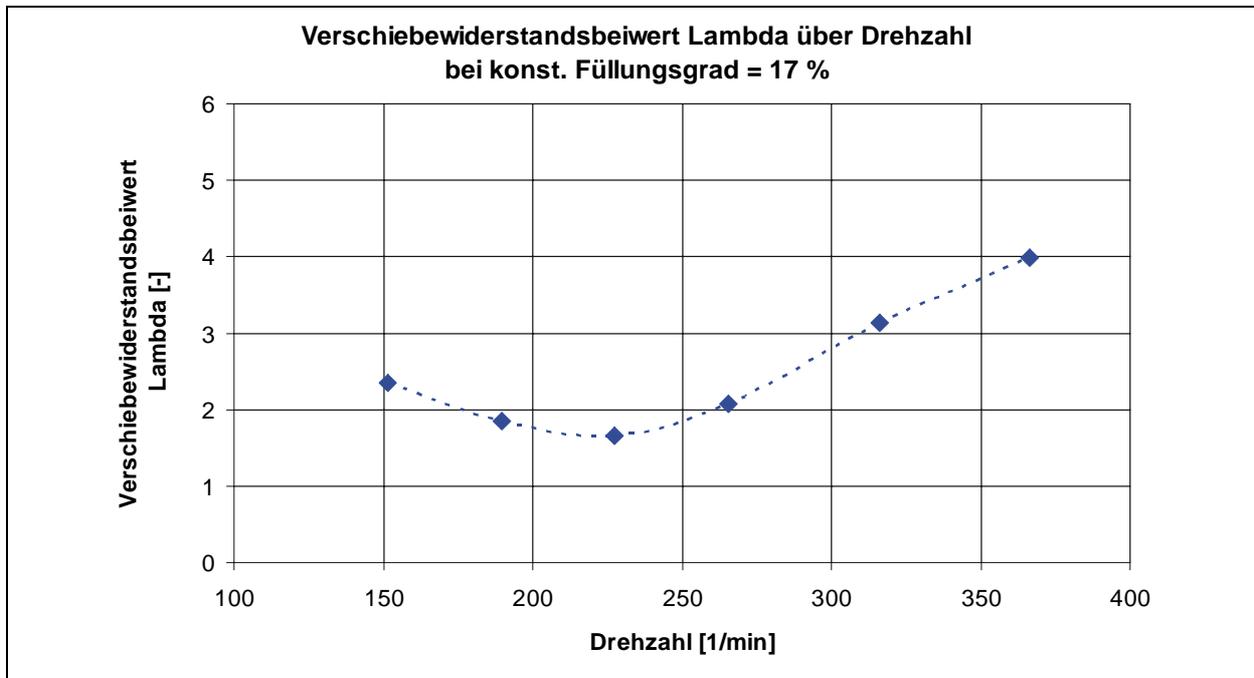
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

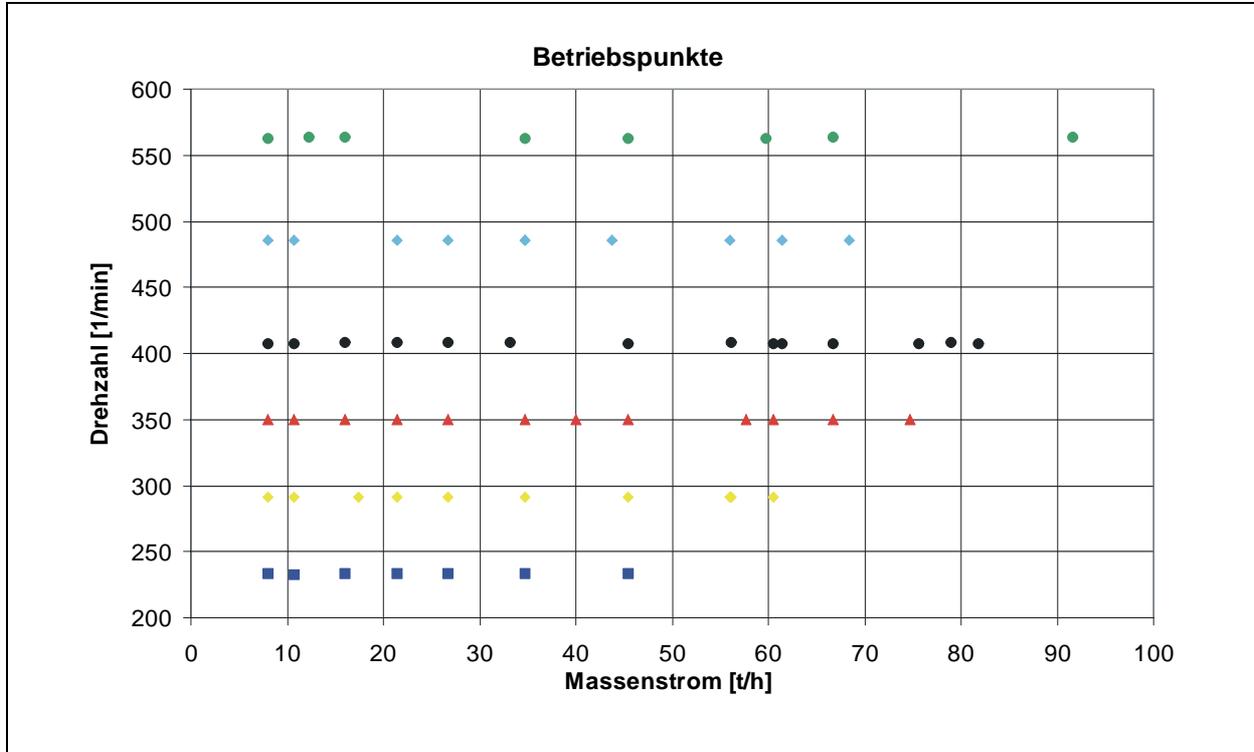


►  $\lambda(n)$

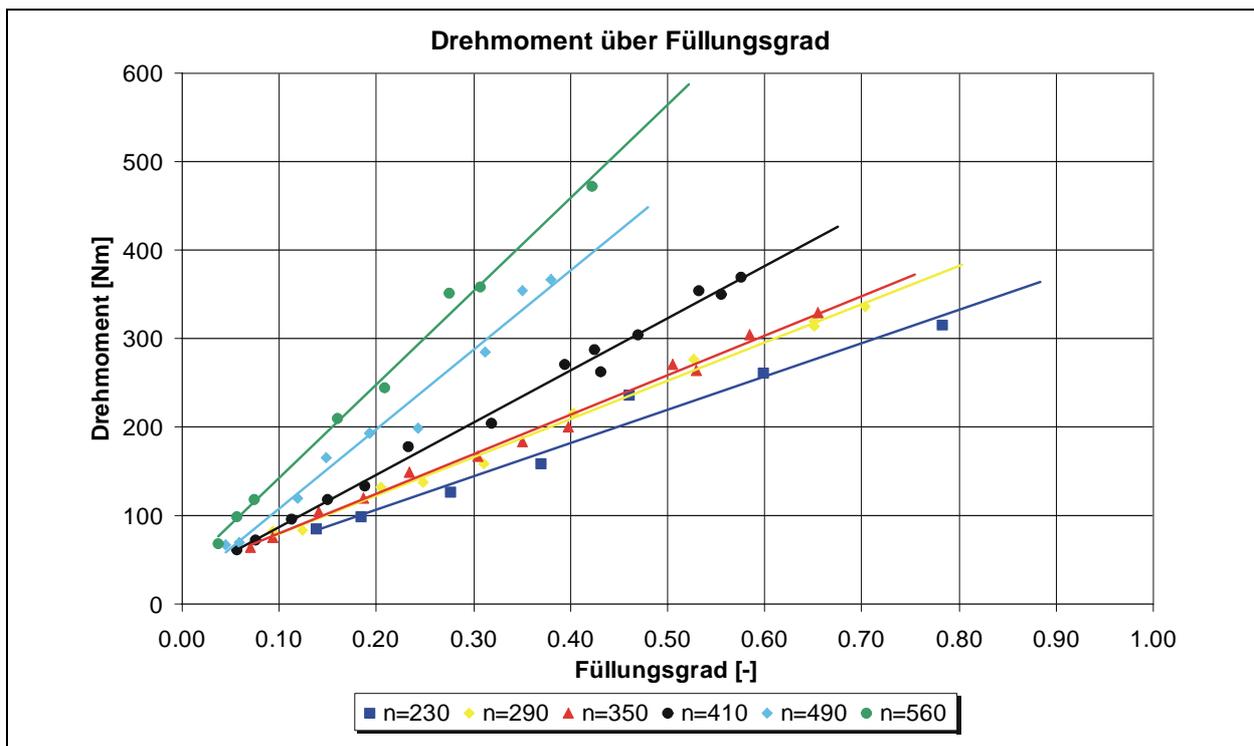


## H2 Raps (vertikal)

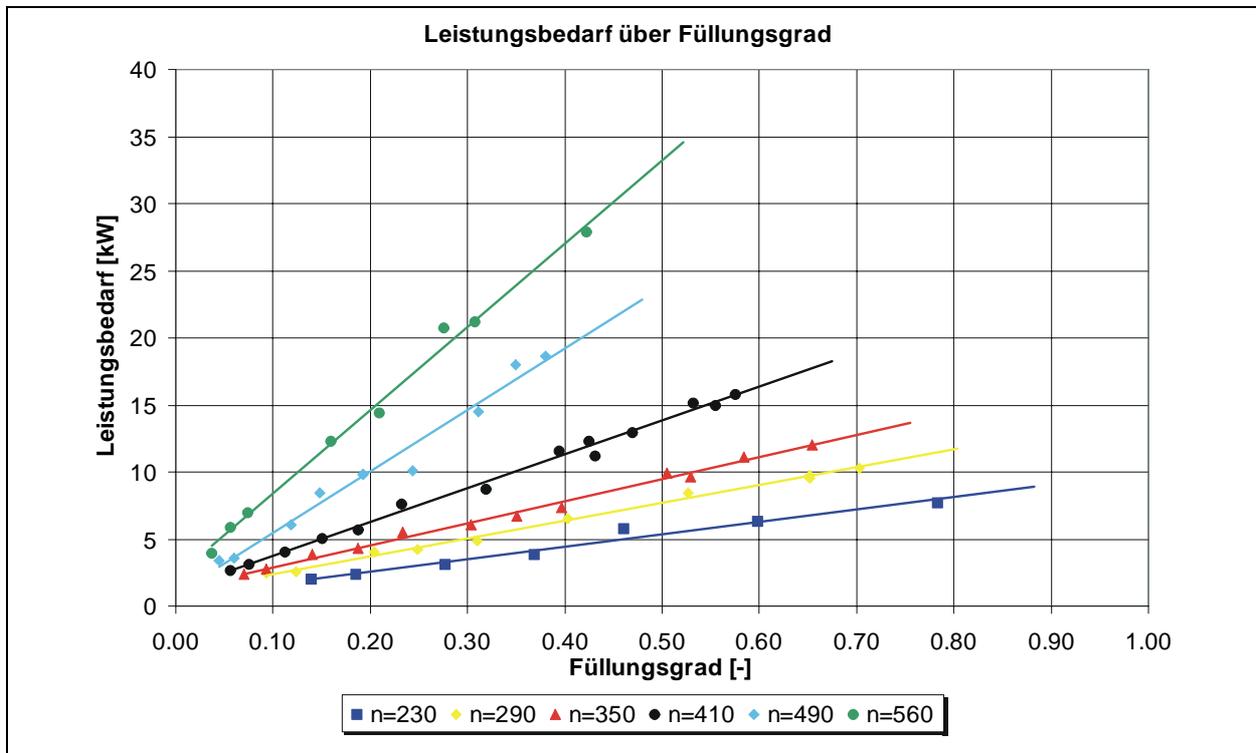
### ► Betriebspunkte



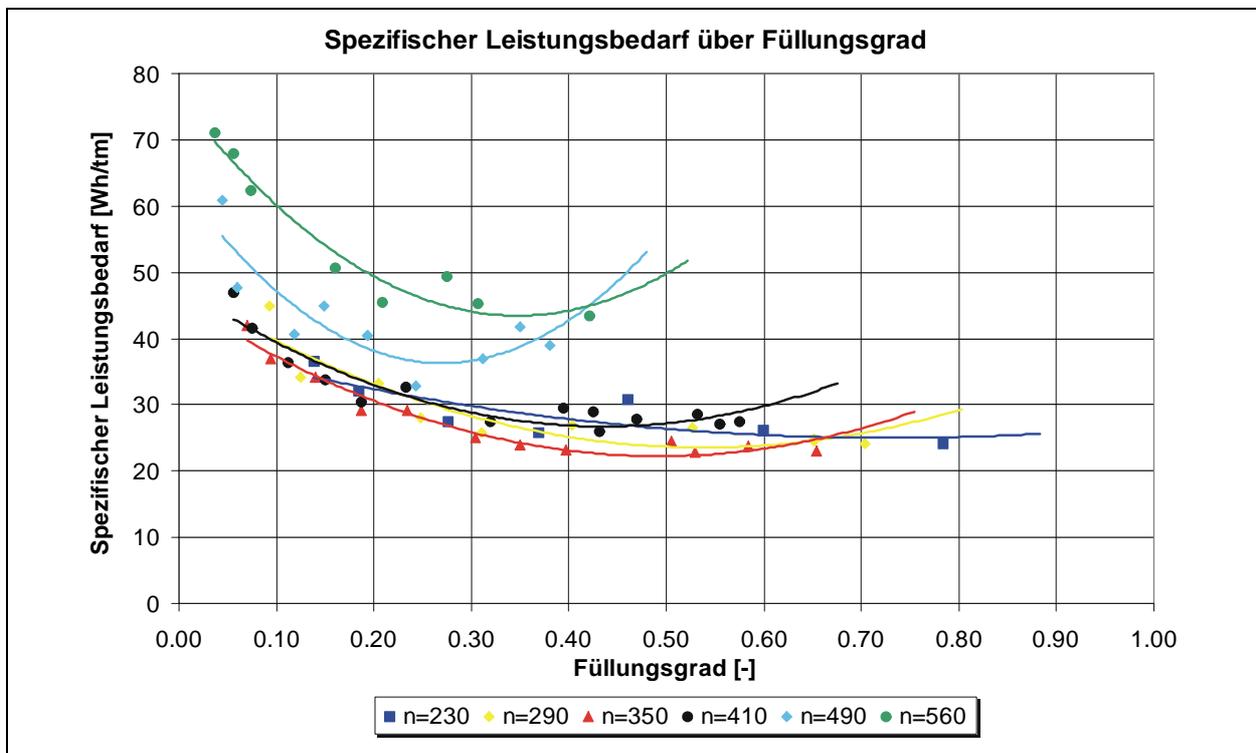
### ► M ( $\varphi$ )



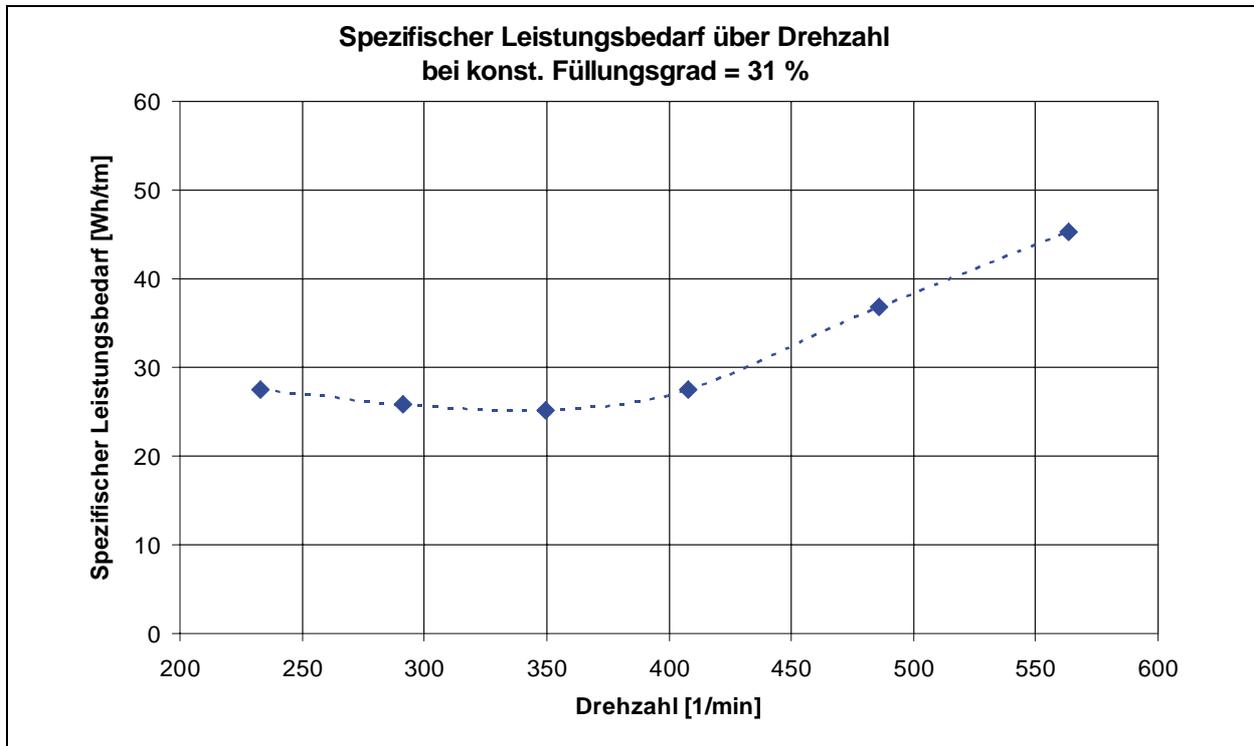
►  $P(\varphi)$



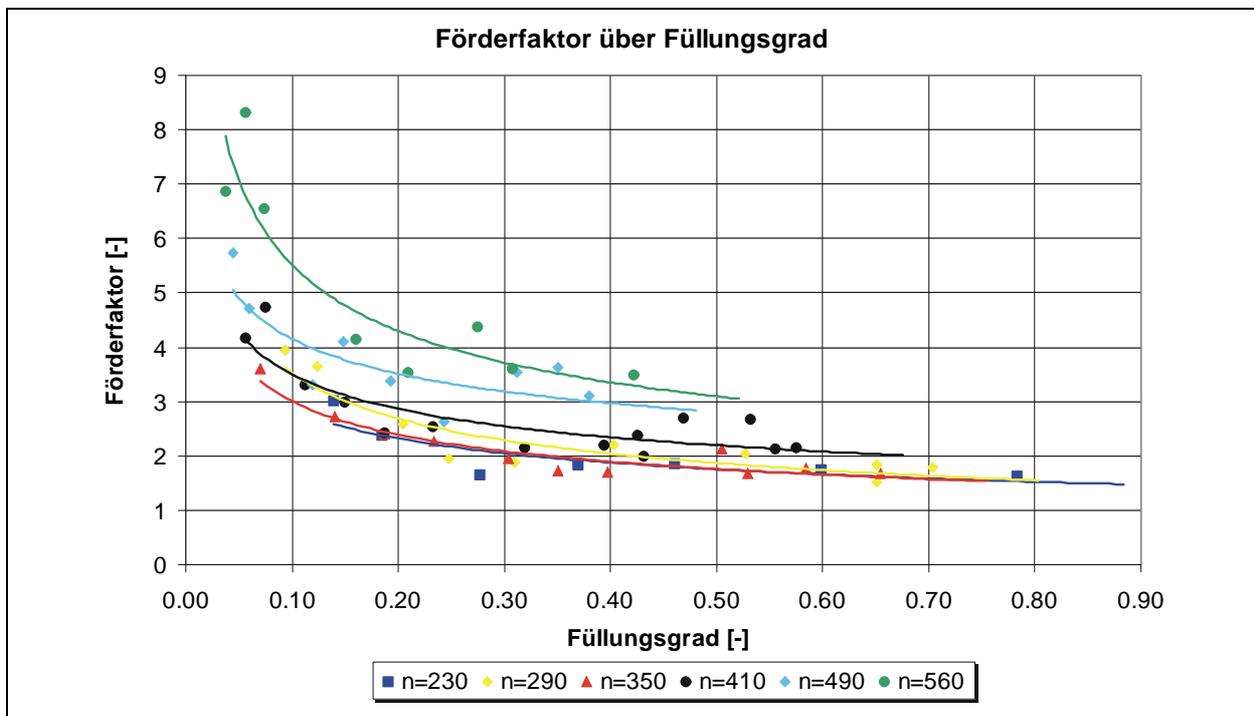
►  $P_{spez}(\varphi)$

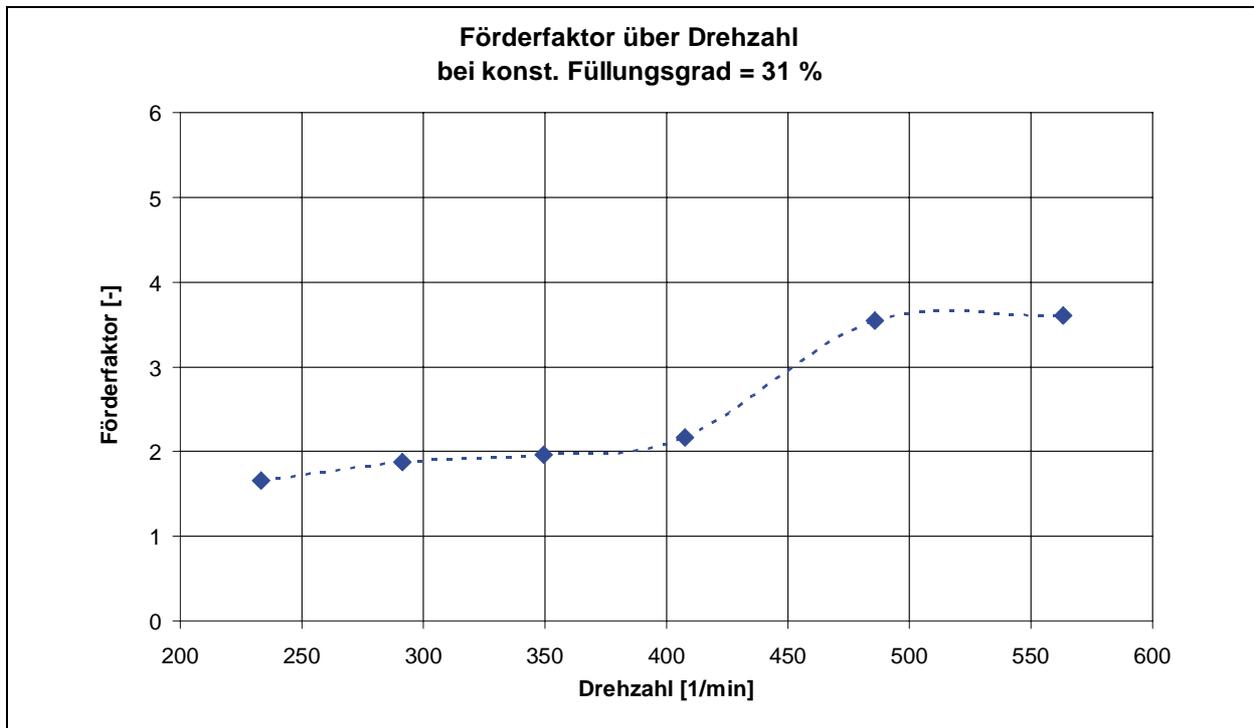


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



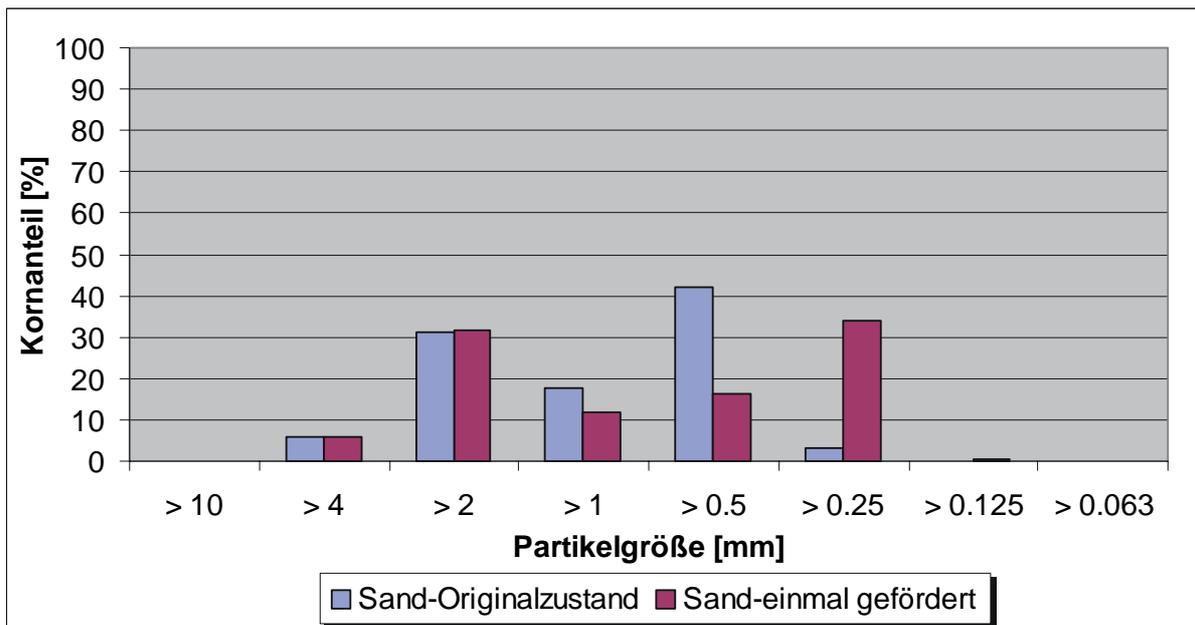
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang I: Sand

### ► Schüttgutkennwerte:

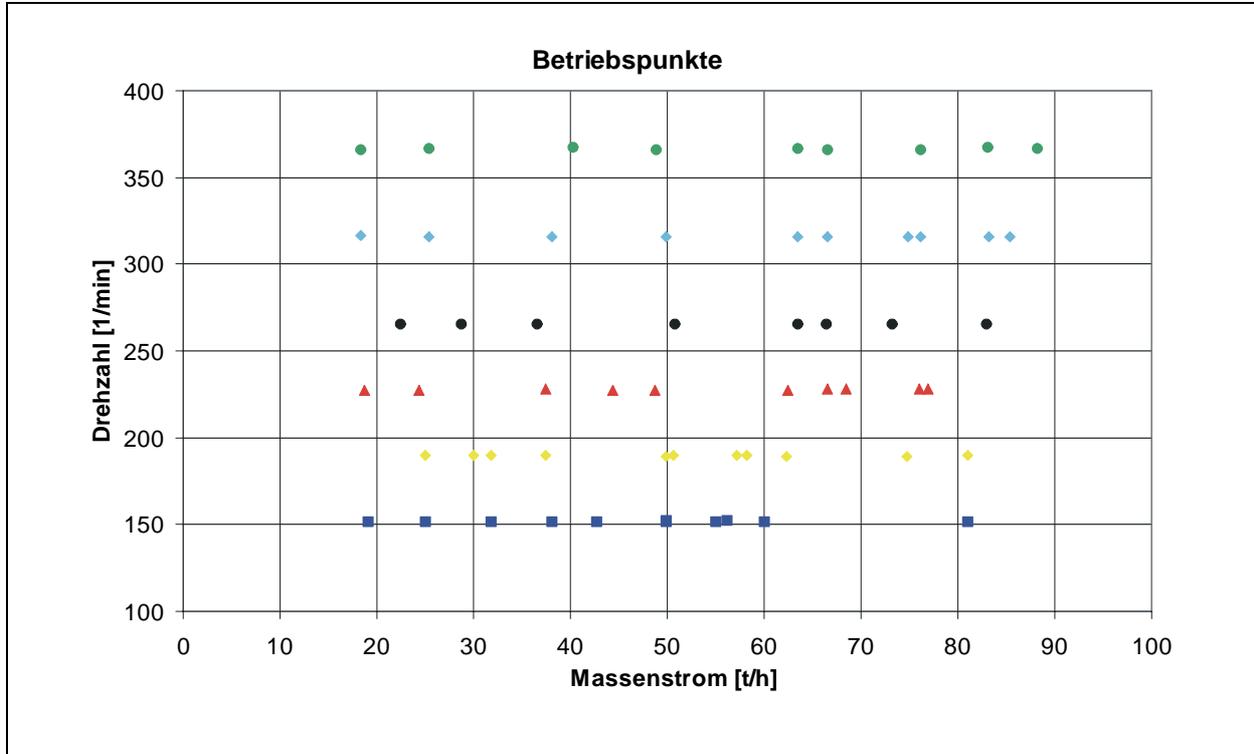
Schüttdichte:	1640	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	5	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	41	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,51	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

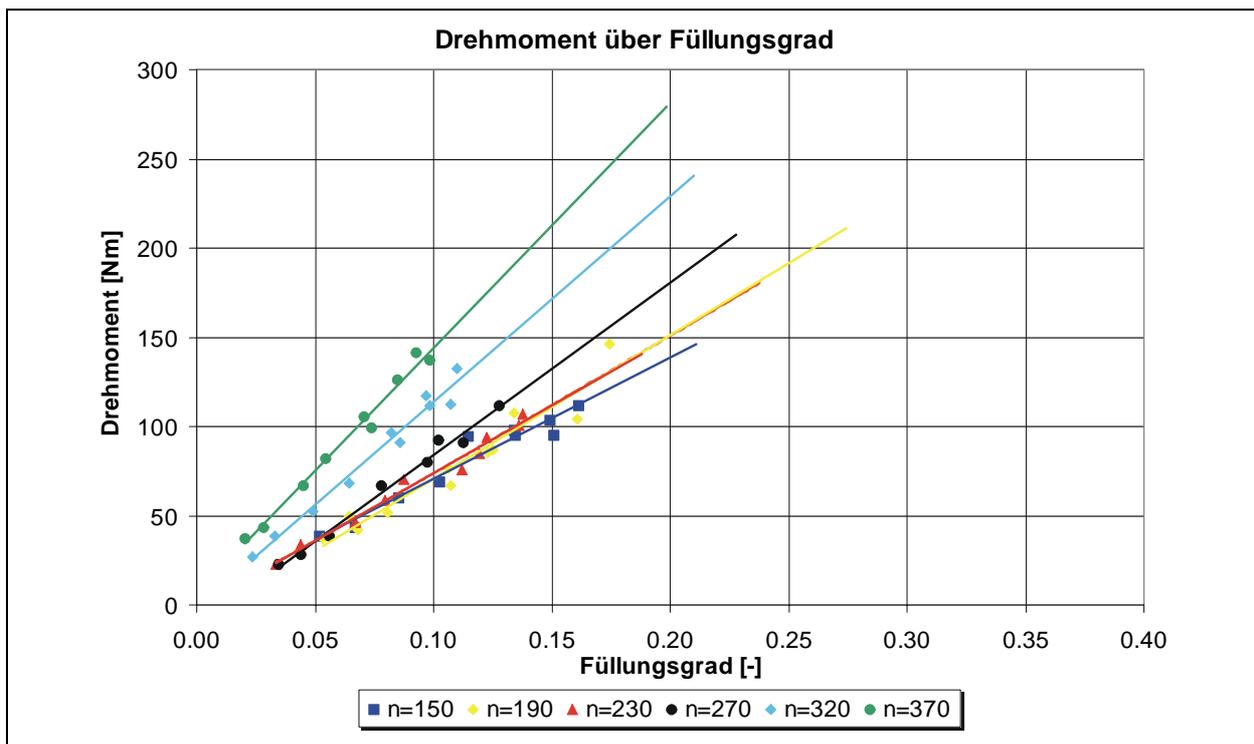


# I1 Sand (horizontal)

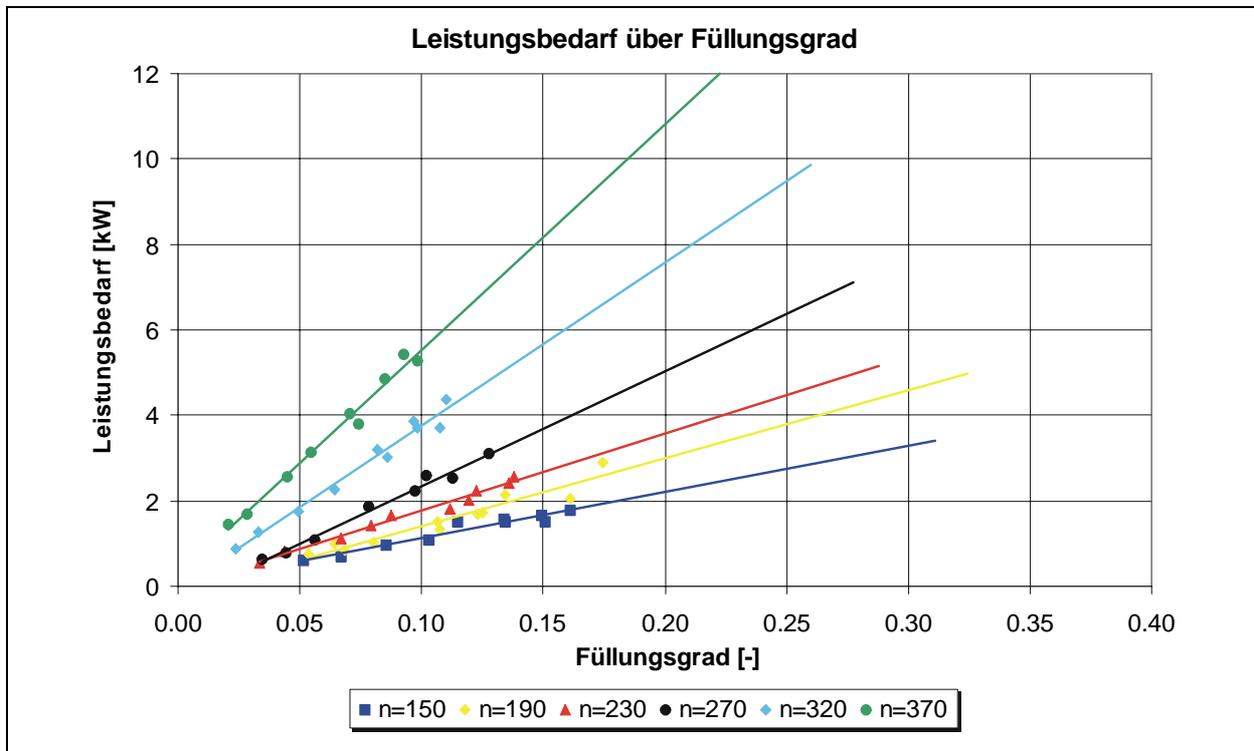
## ► Betriebspunkte



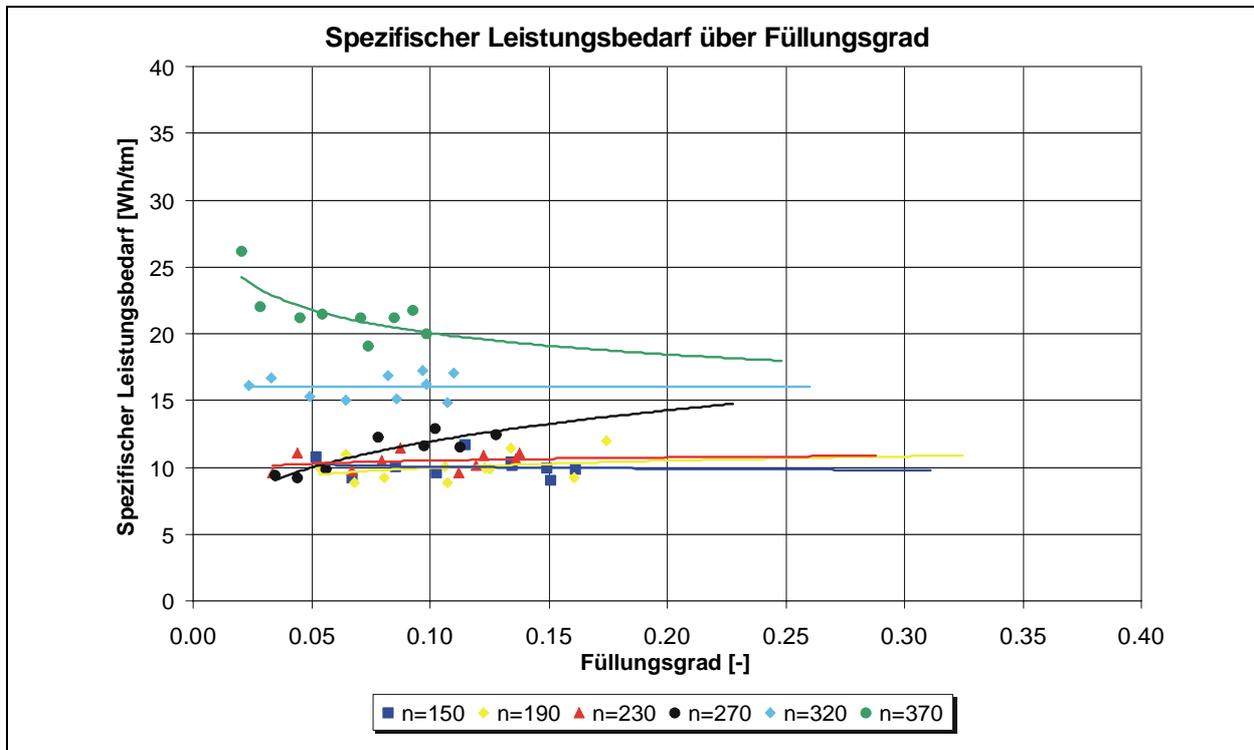
## ► M ( $\varphi$ )



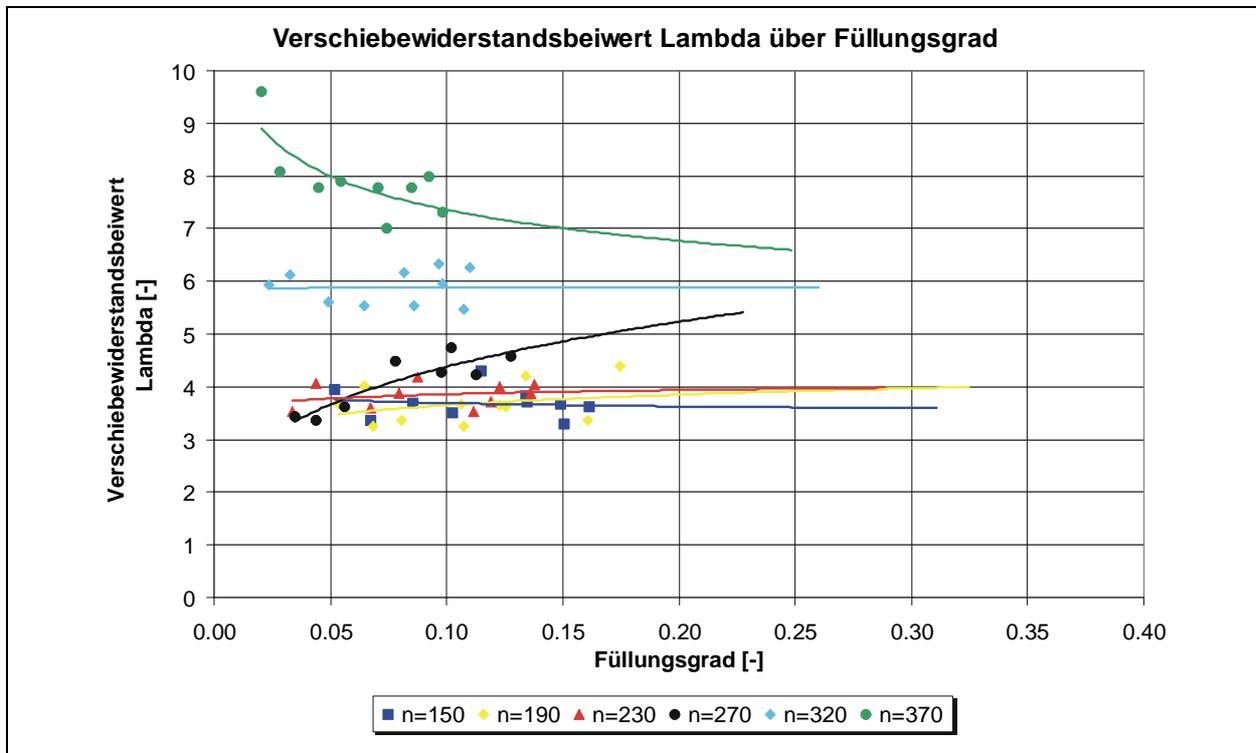
►  $P(\varphi)$



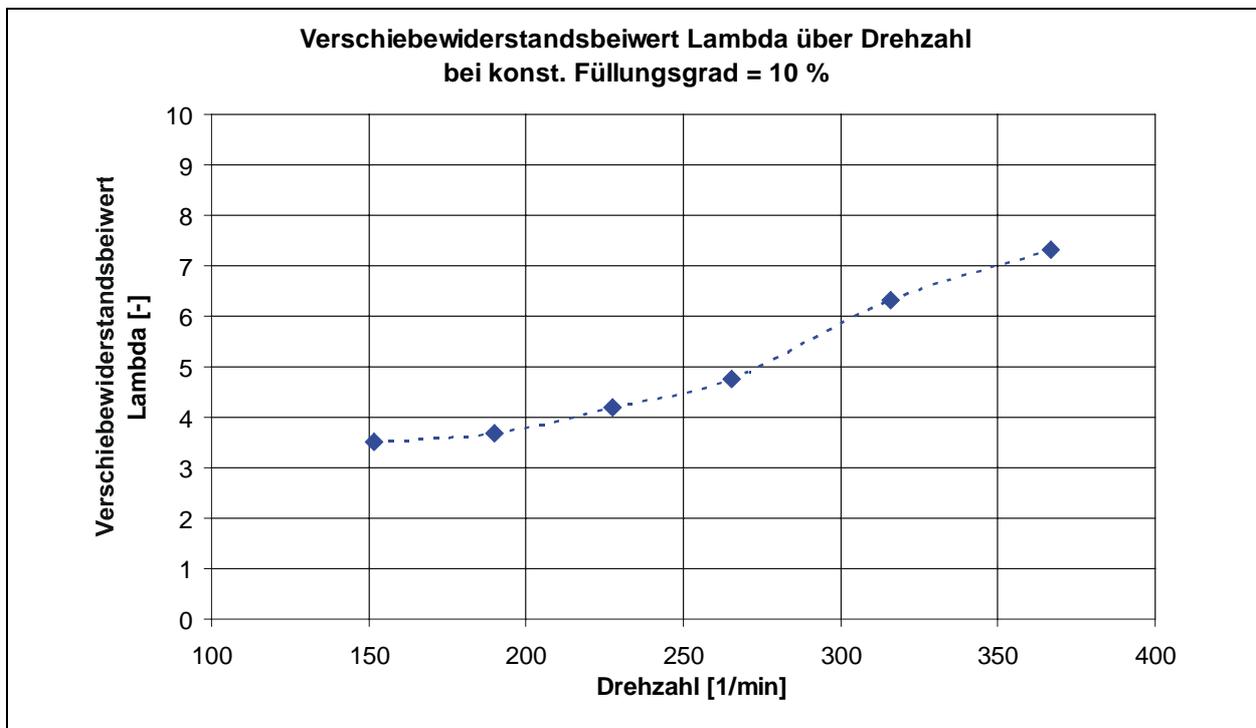
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

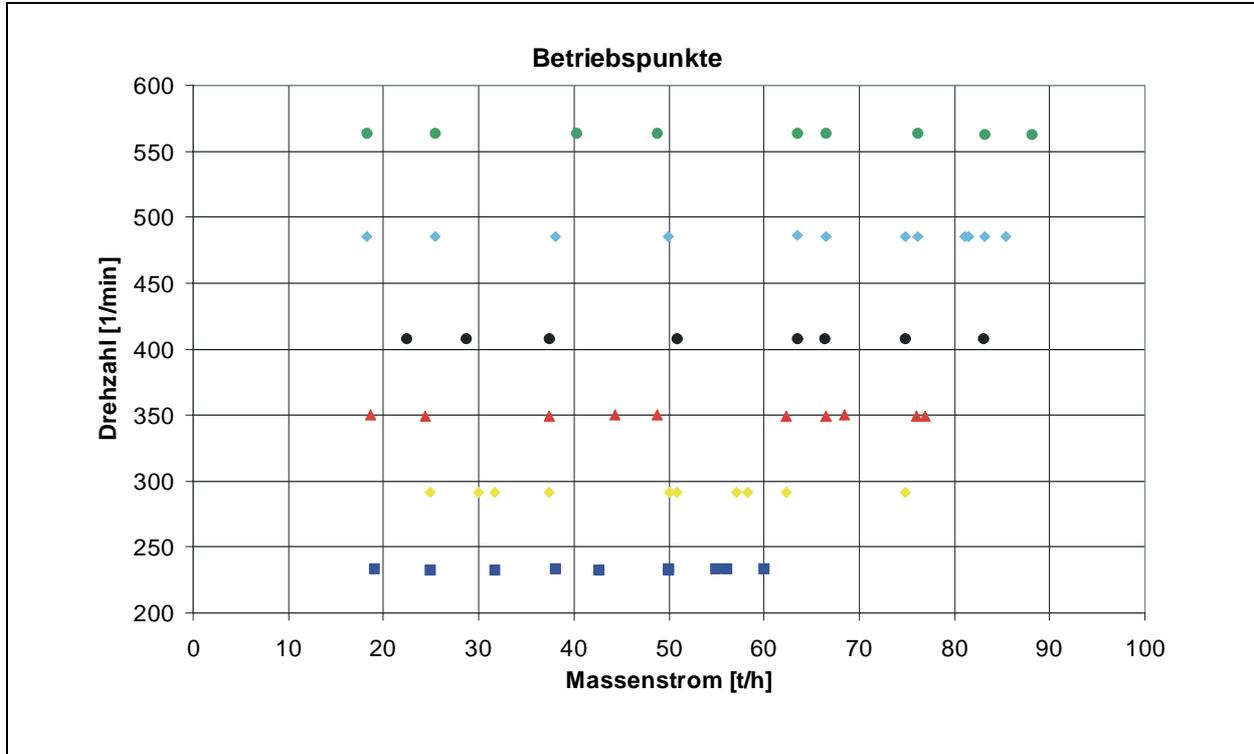


►  $\lambda(n)$

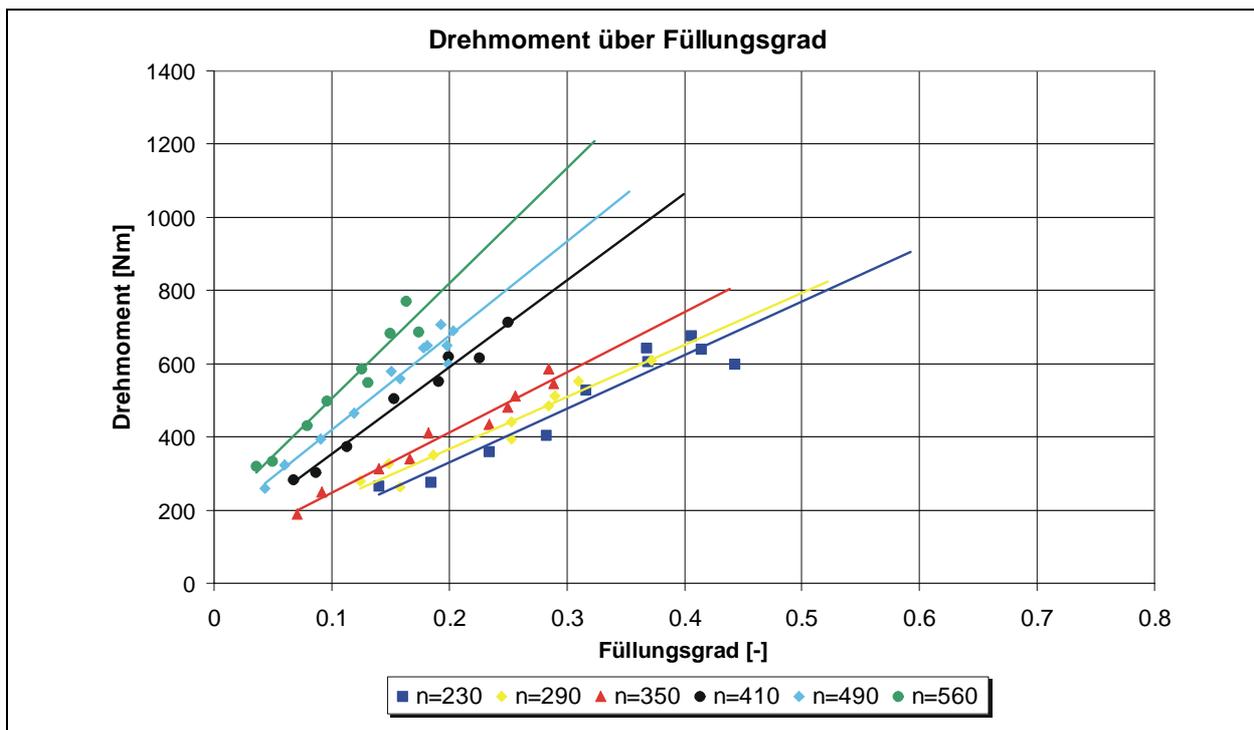


## I2 Sand (vertikal)

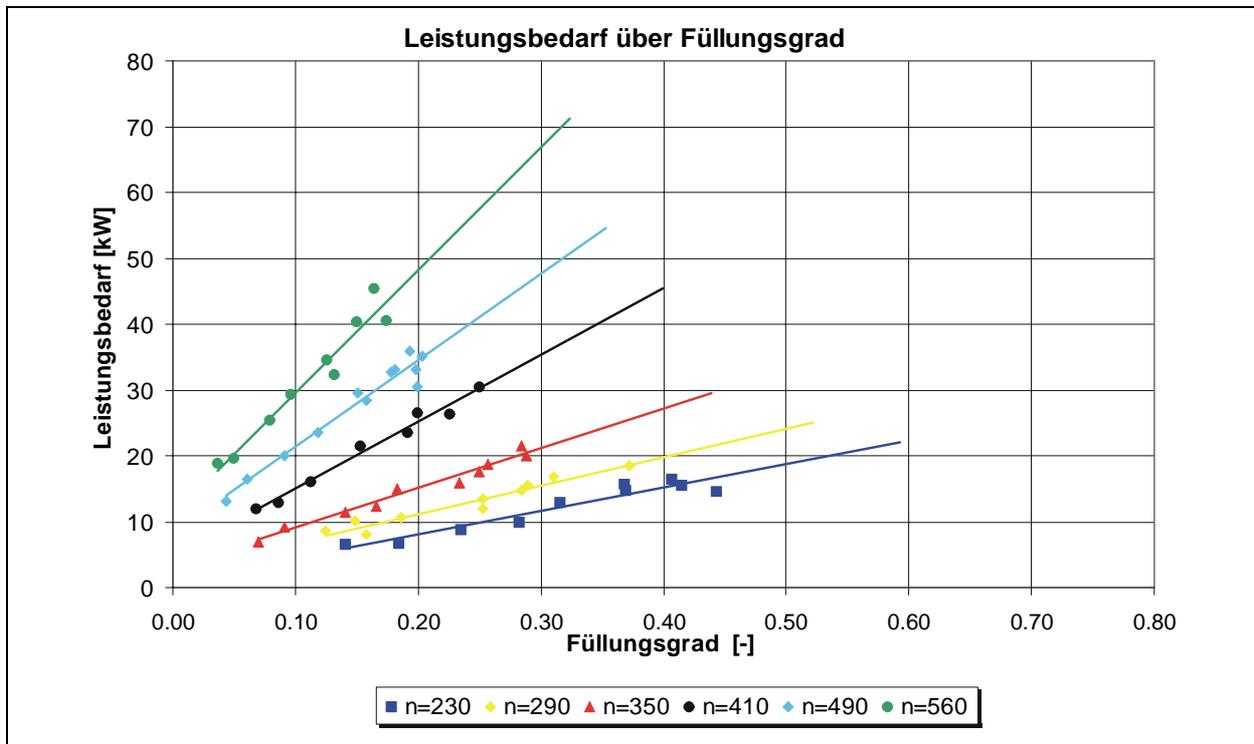
### ► Betriebspunkte



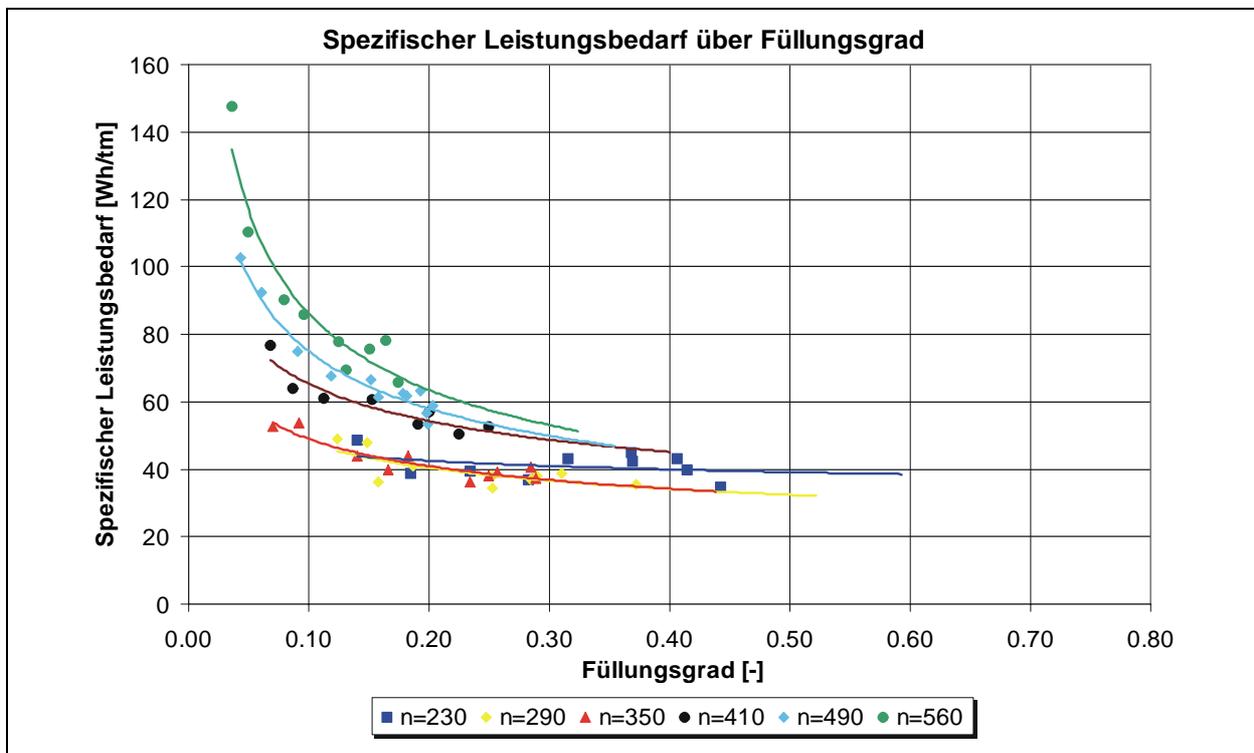
### ► M ( $\varphi$ )



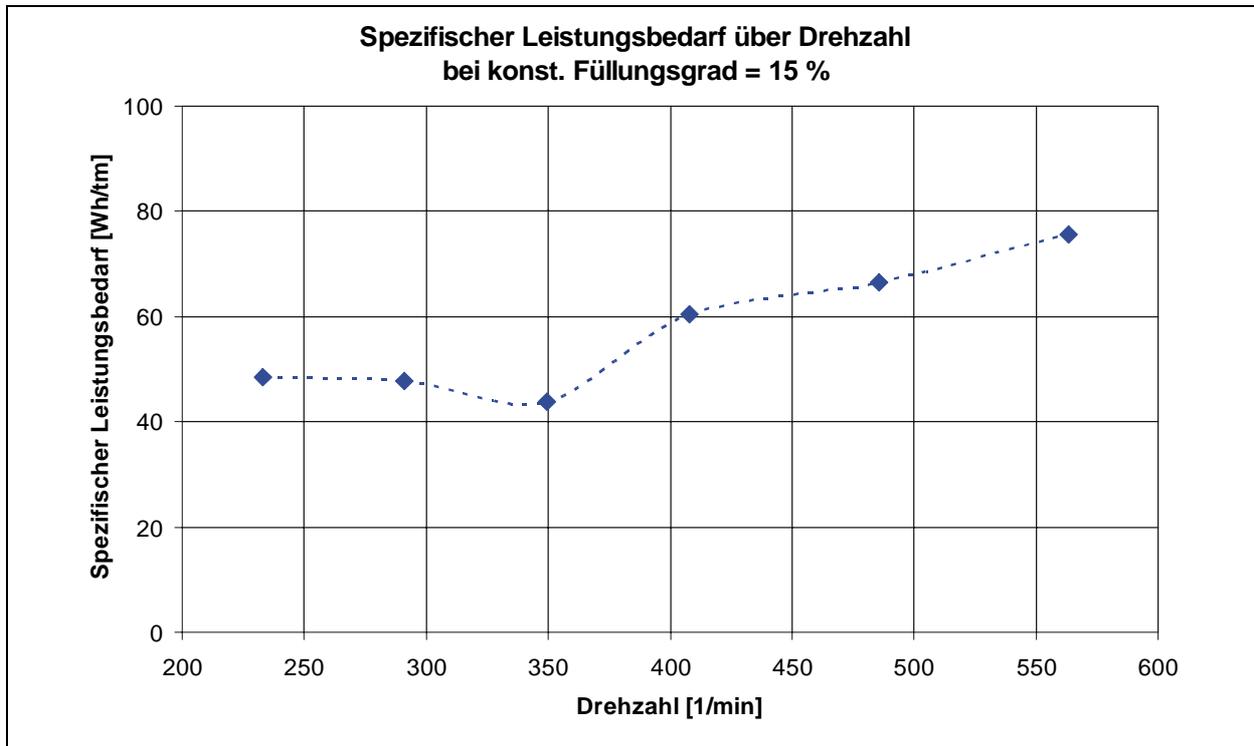
►  $P(\varphi)$



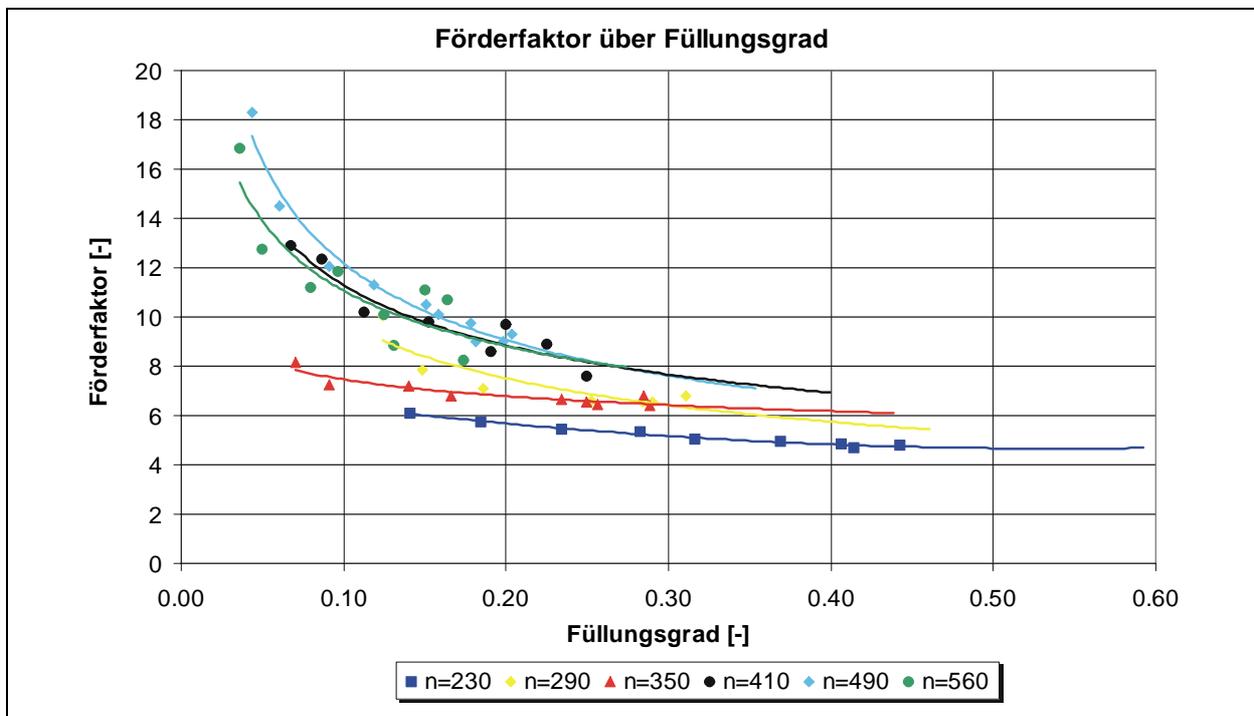
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

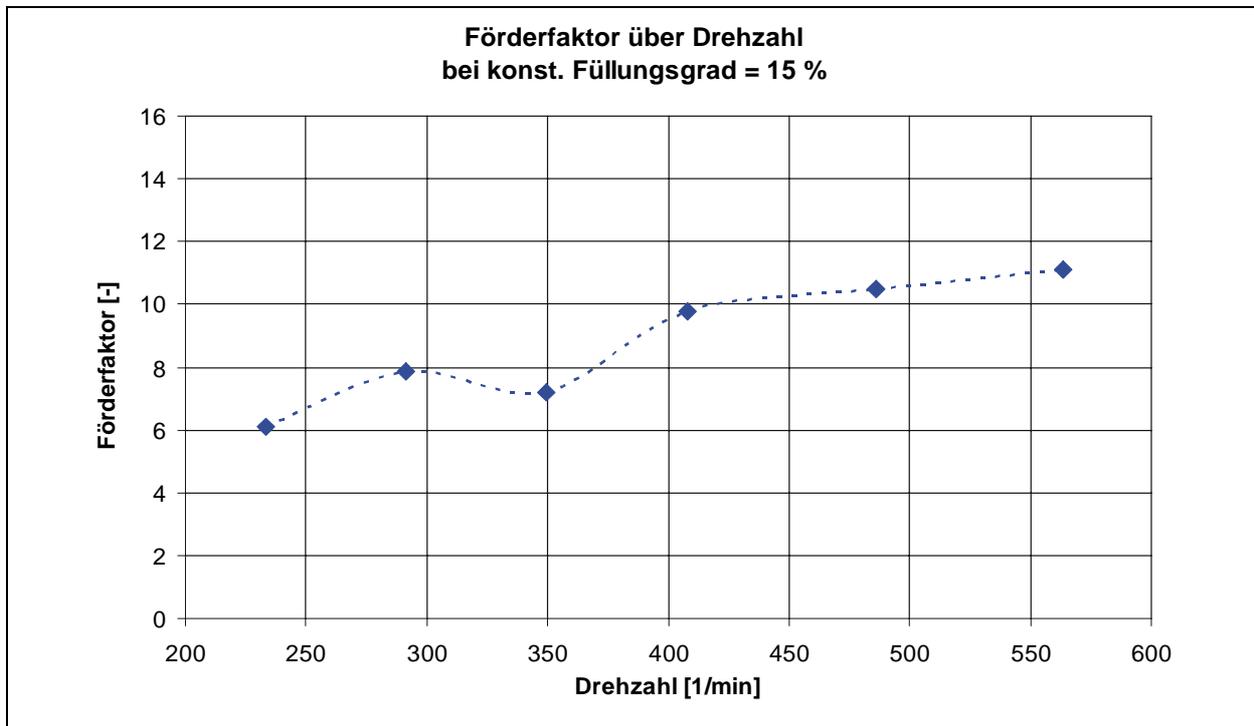


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



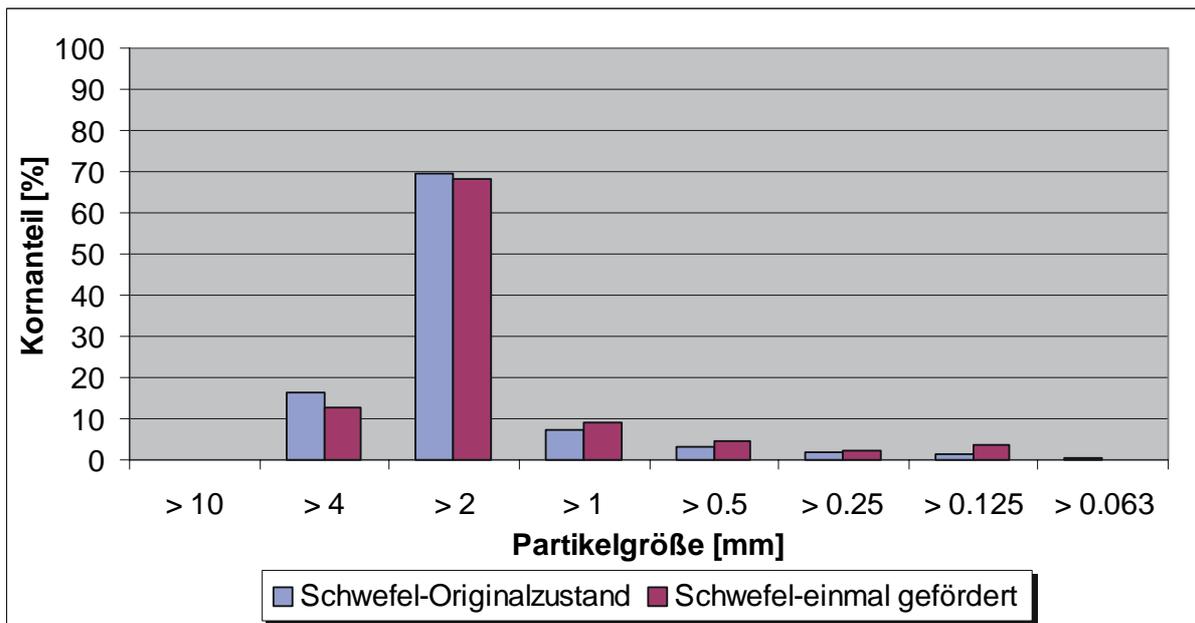
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang J: Schwefel

### ► Schüttgutkennwerte:

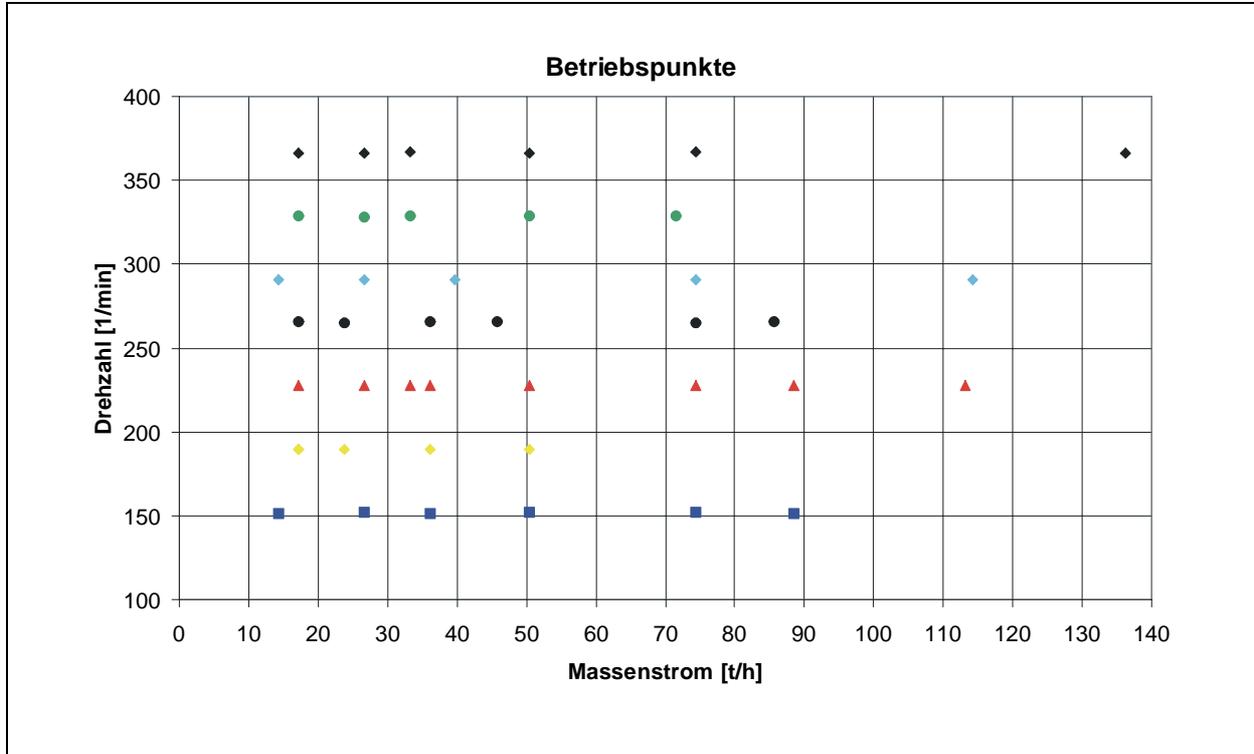
Schüttdichte:	1250	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	7	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	31	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,49	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

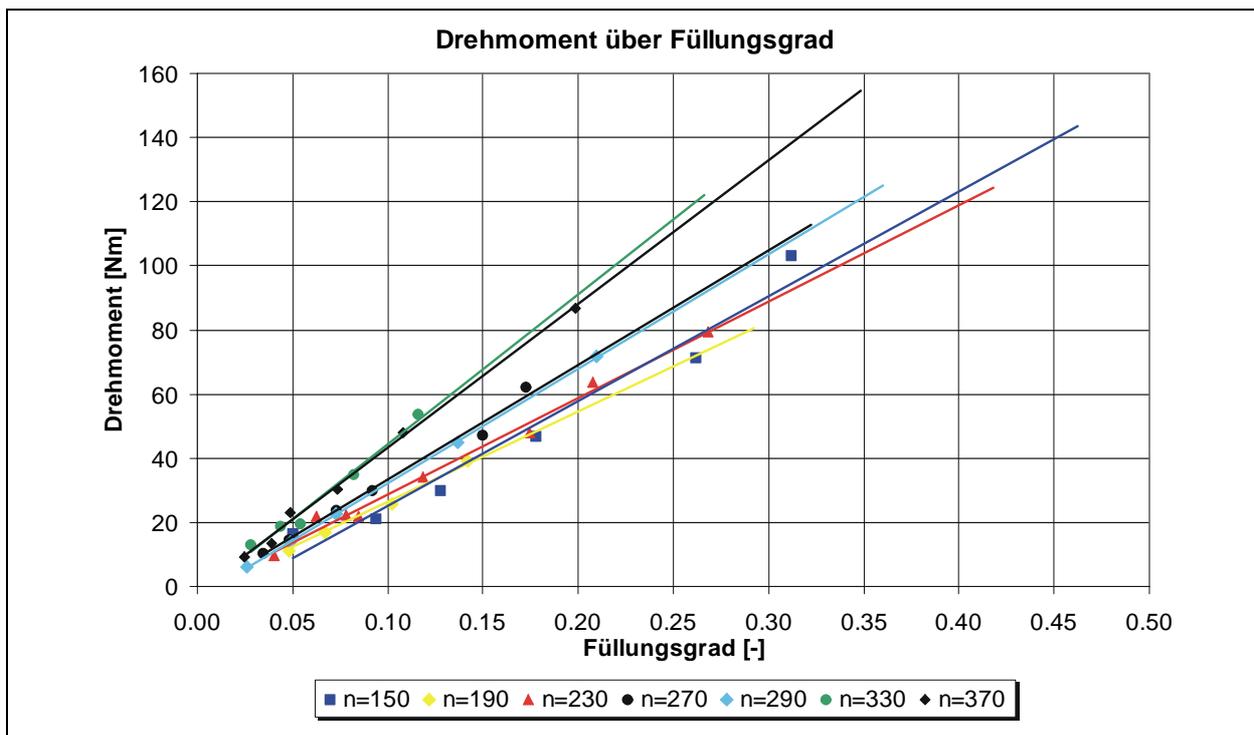


# J1 Schwefel (horizontal)

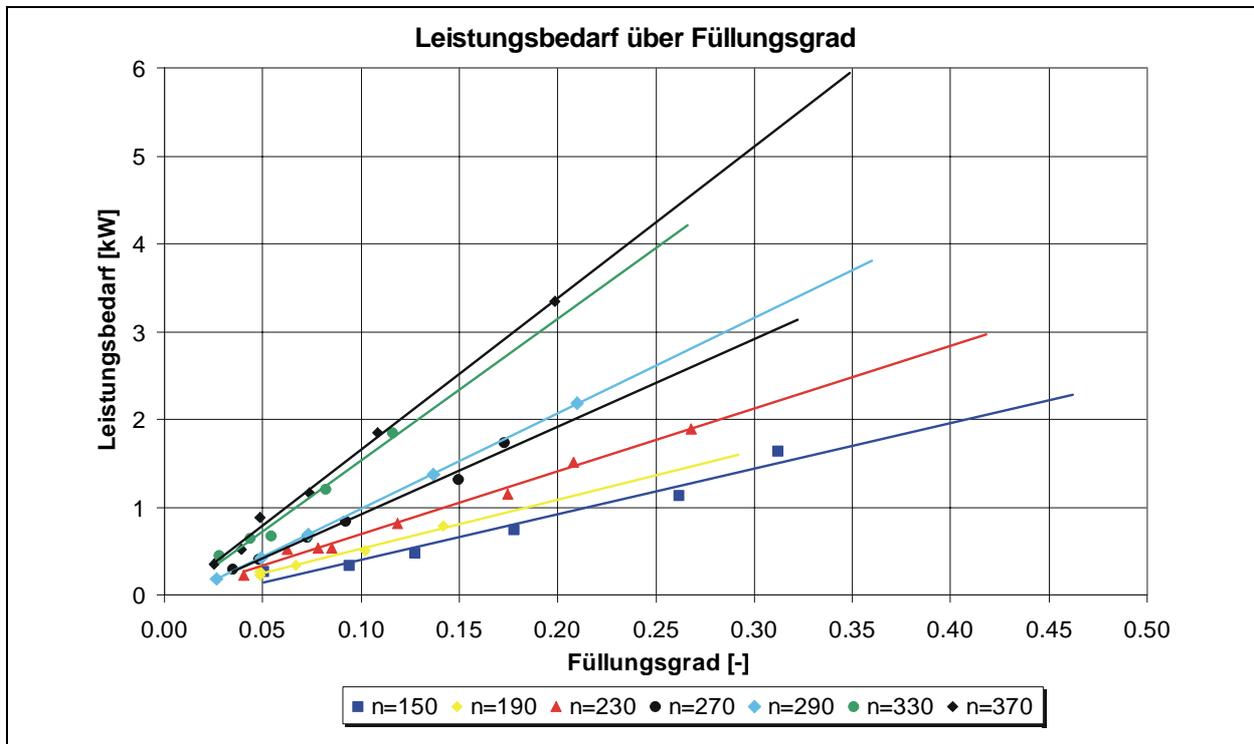
## ► Betriebspunkte



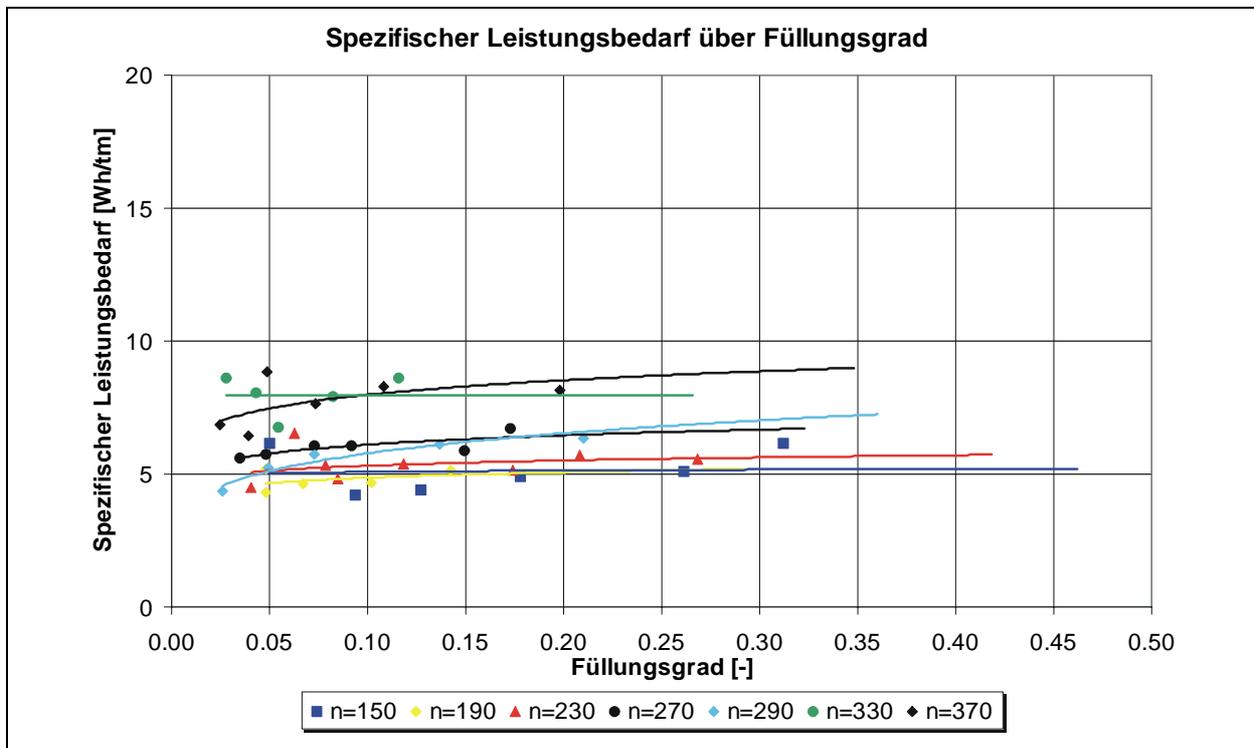
## ► M ( $\varphi$ )



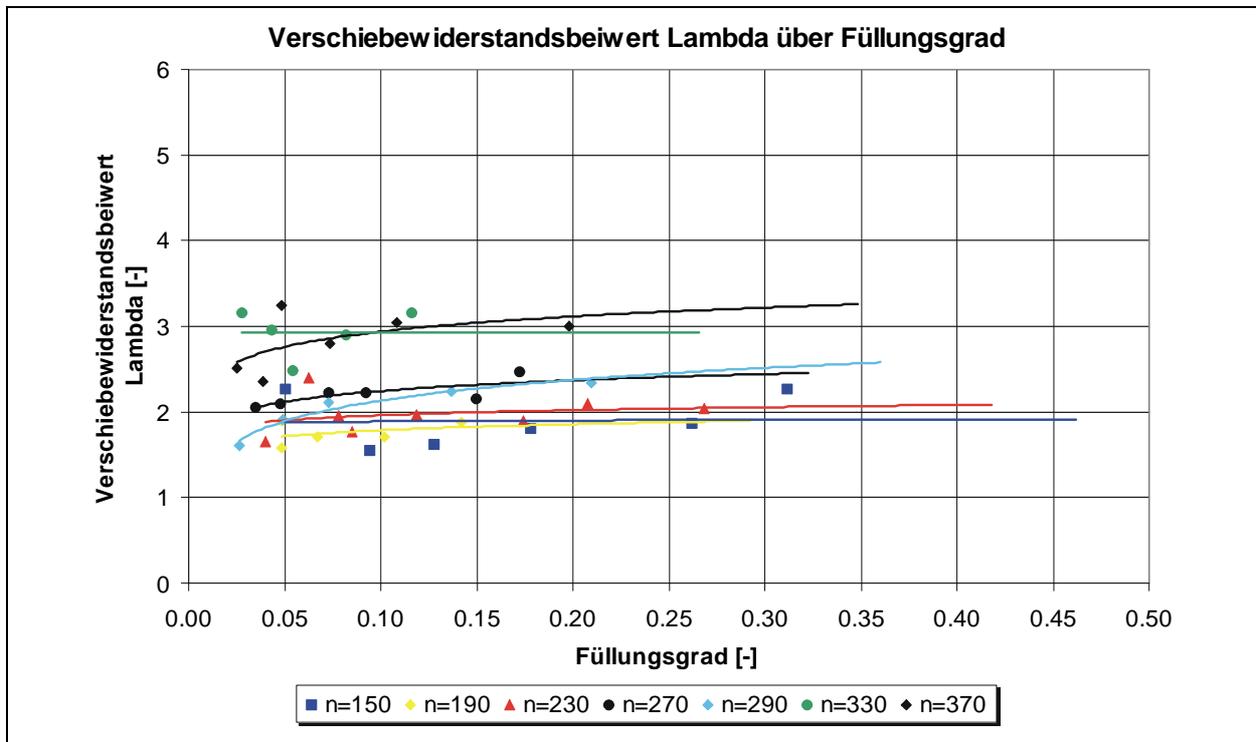
►  $P(\varphi)$



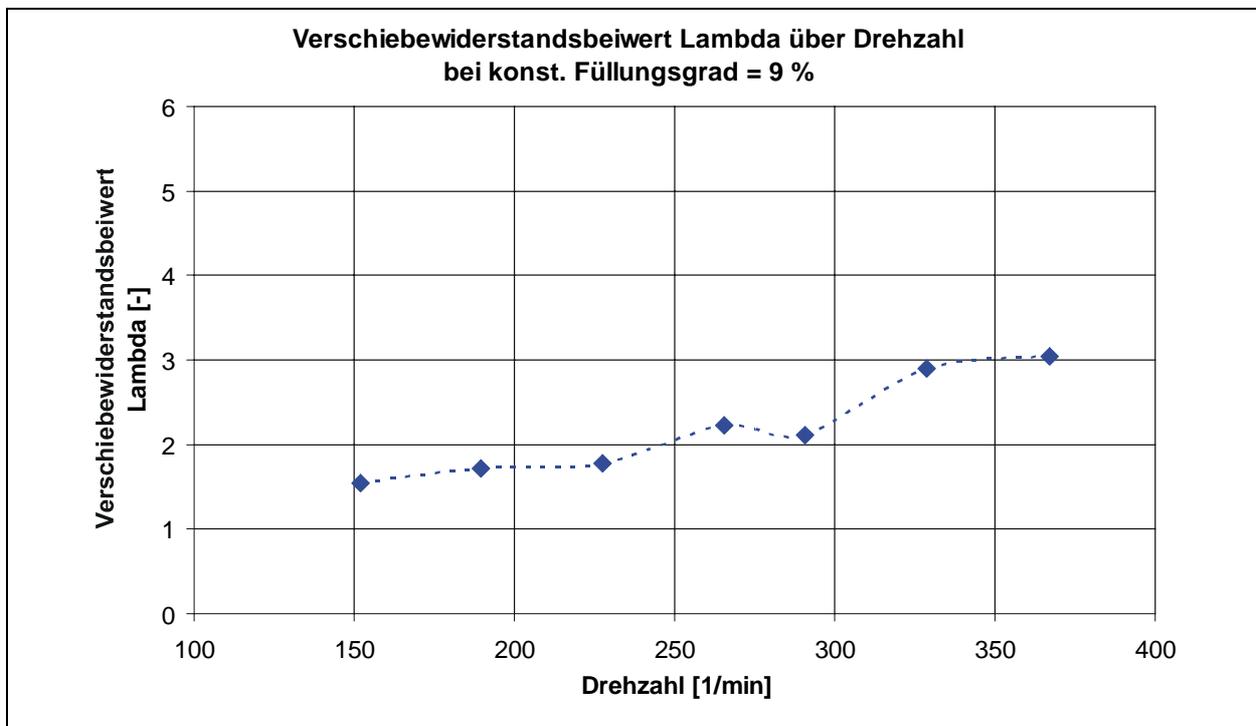
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

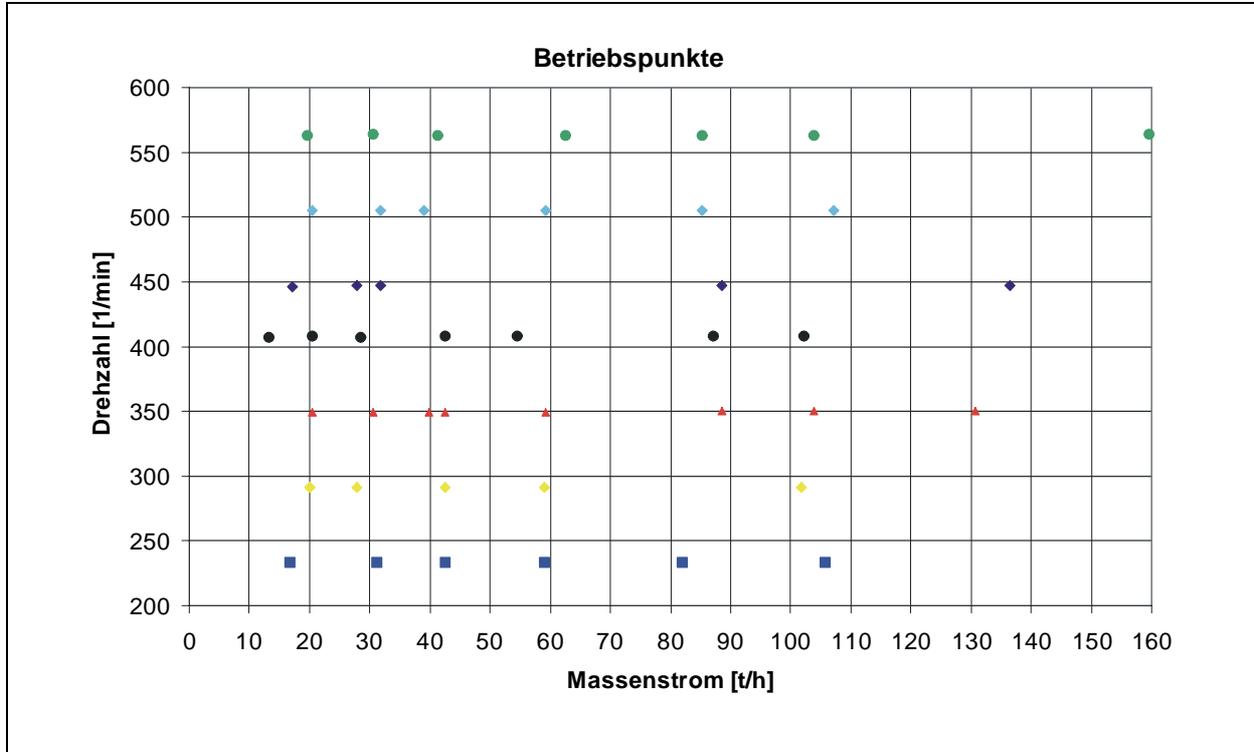


►  $\lambda(n)$

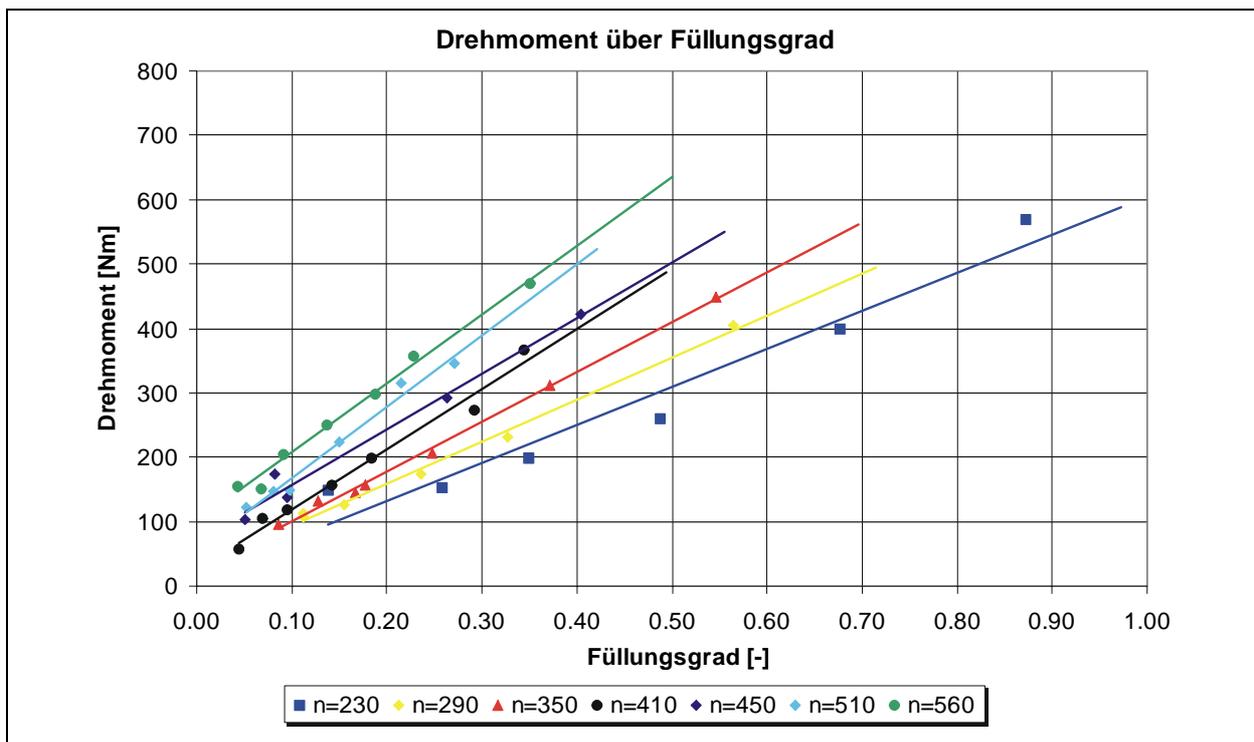


## J2 Schwefel (vertikal)

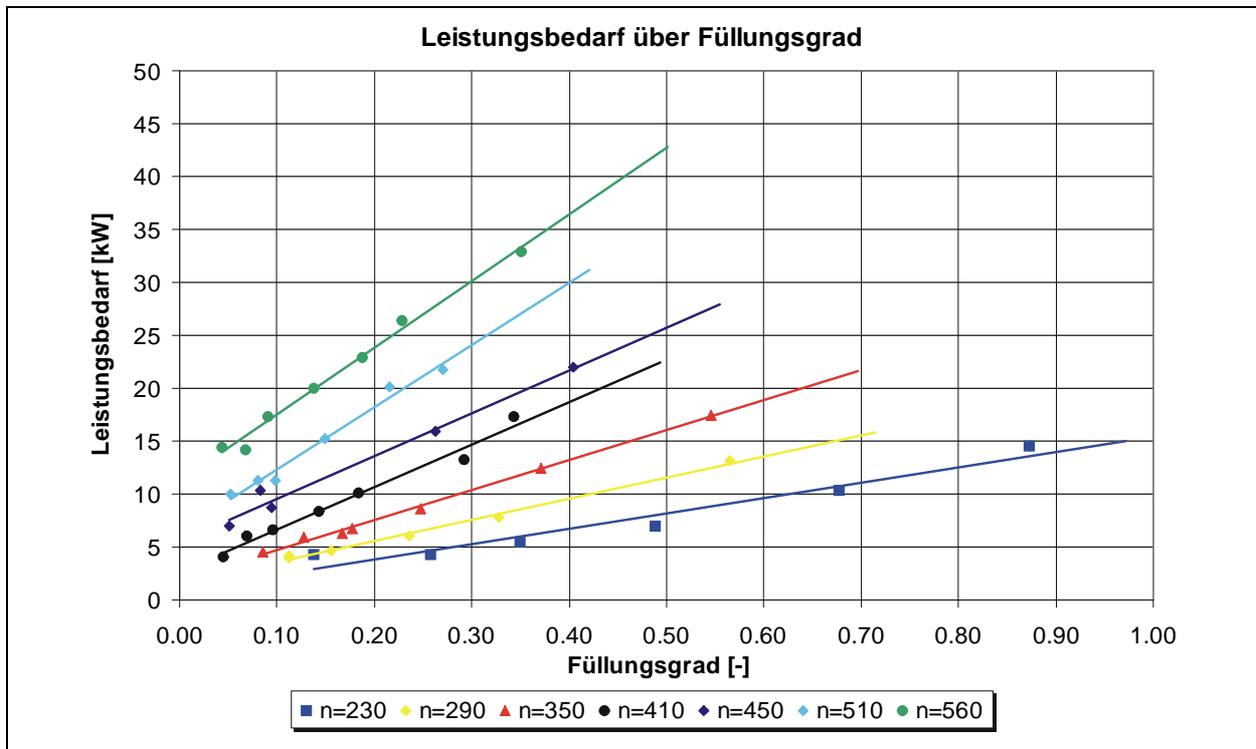
### ► Betriebspunkte



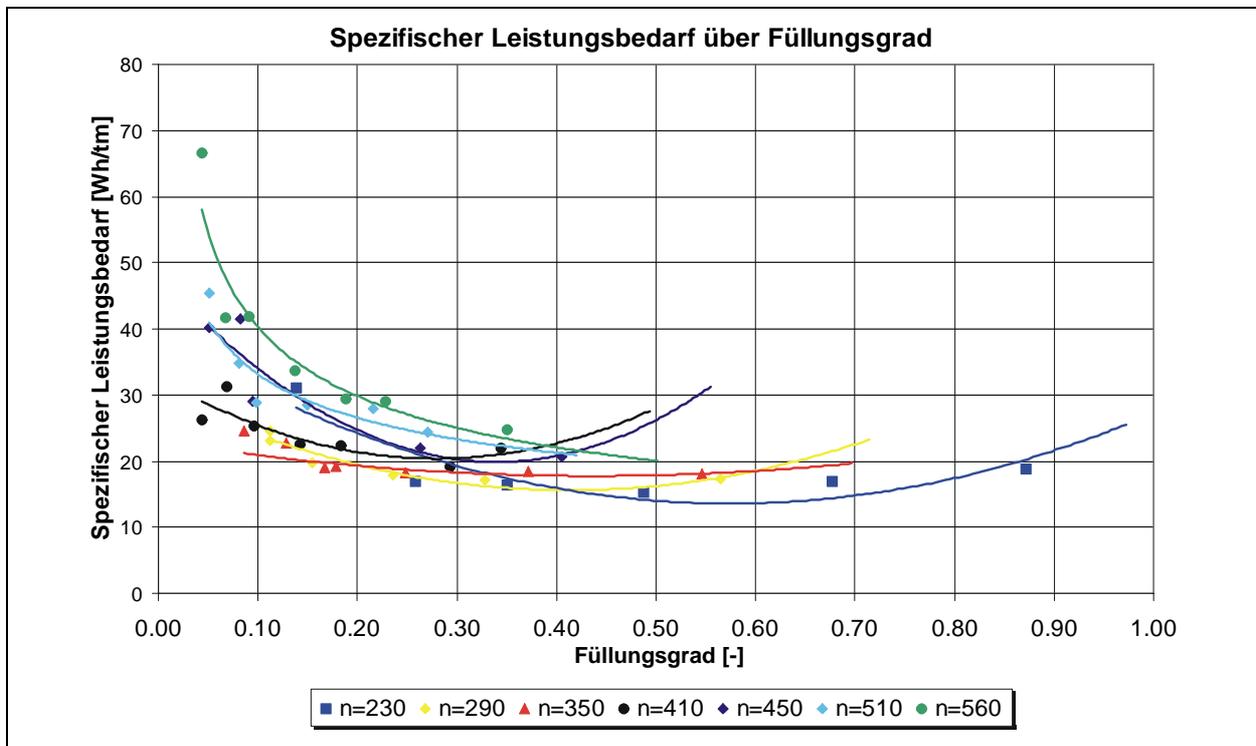
### ► M ( $\varphi$ )



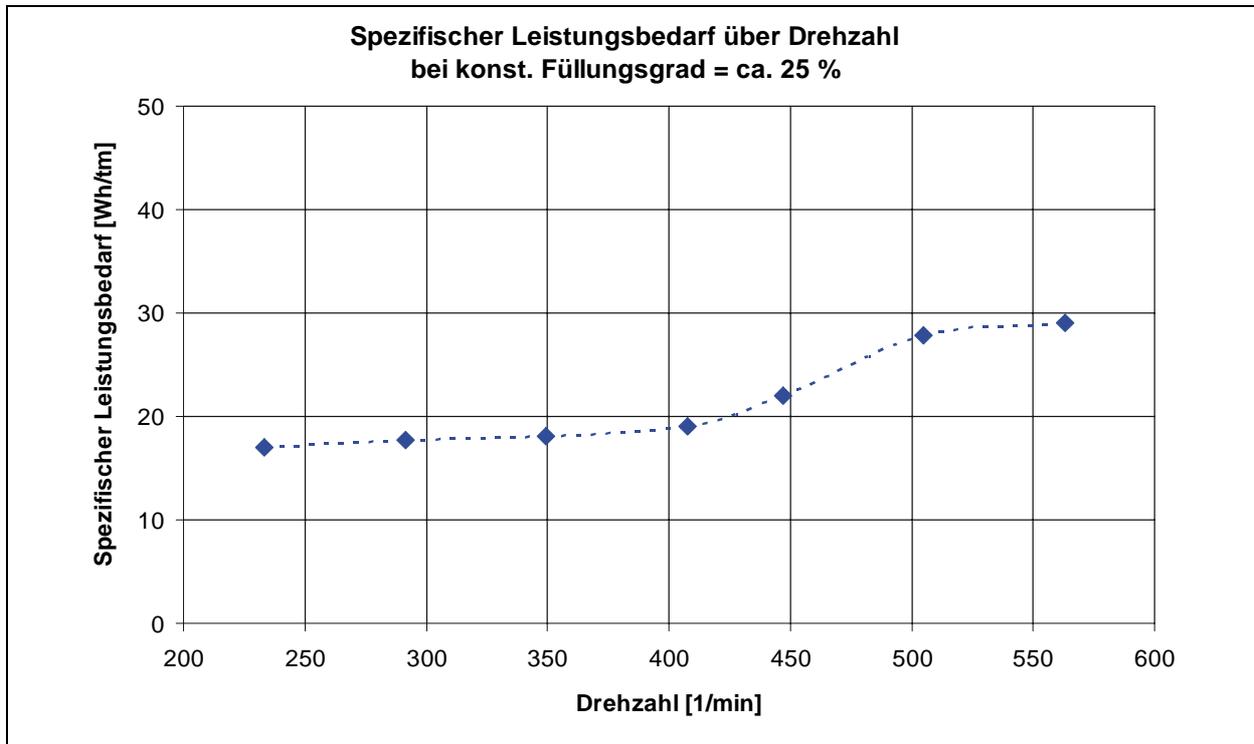
►  $P(\varphi)$



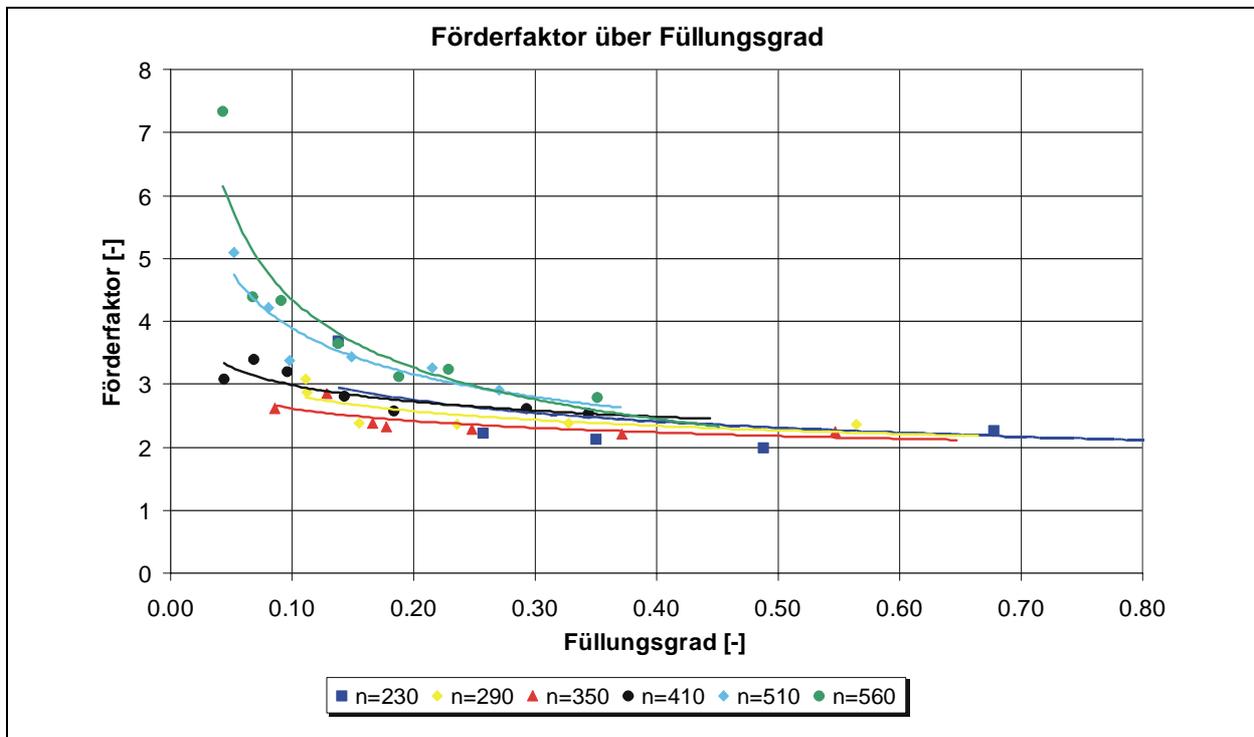
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

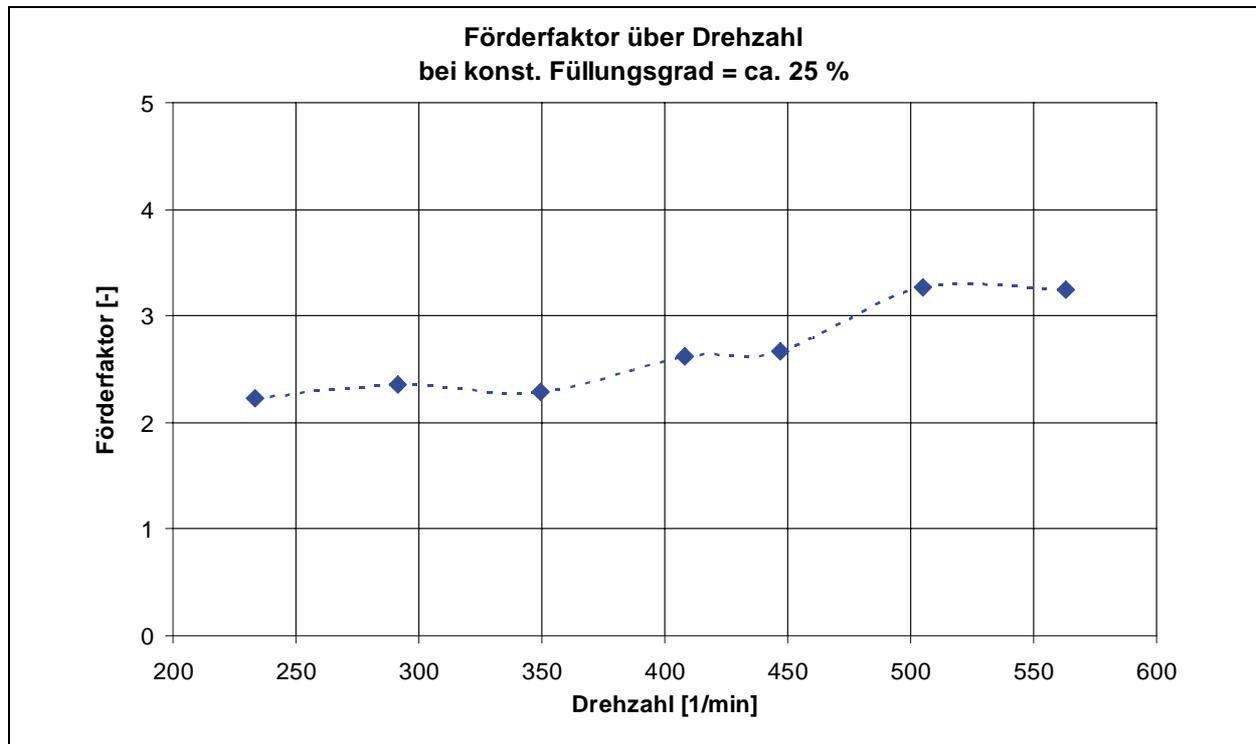


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



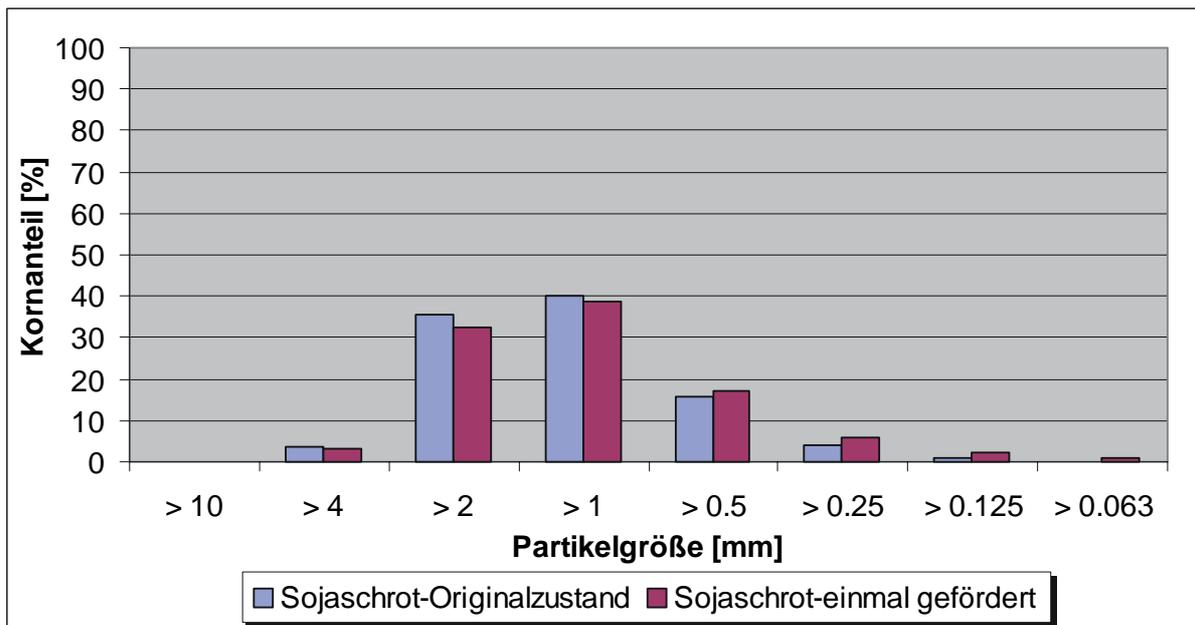
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang K: Sojaschrot

### ► Schüttgutkennwerte:

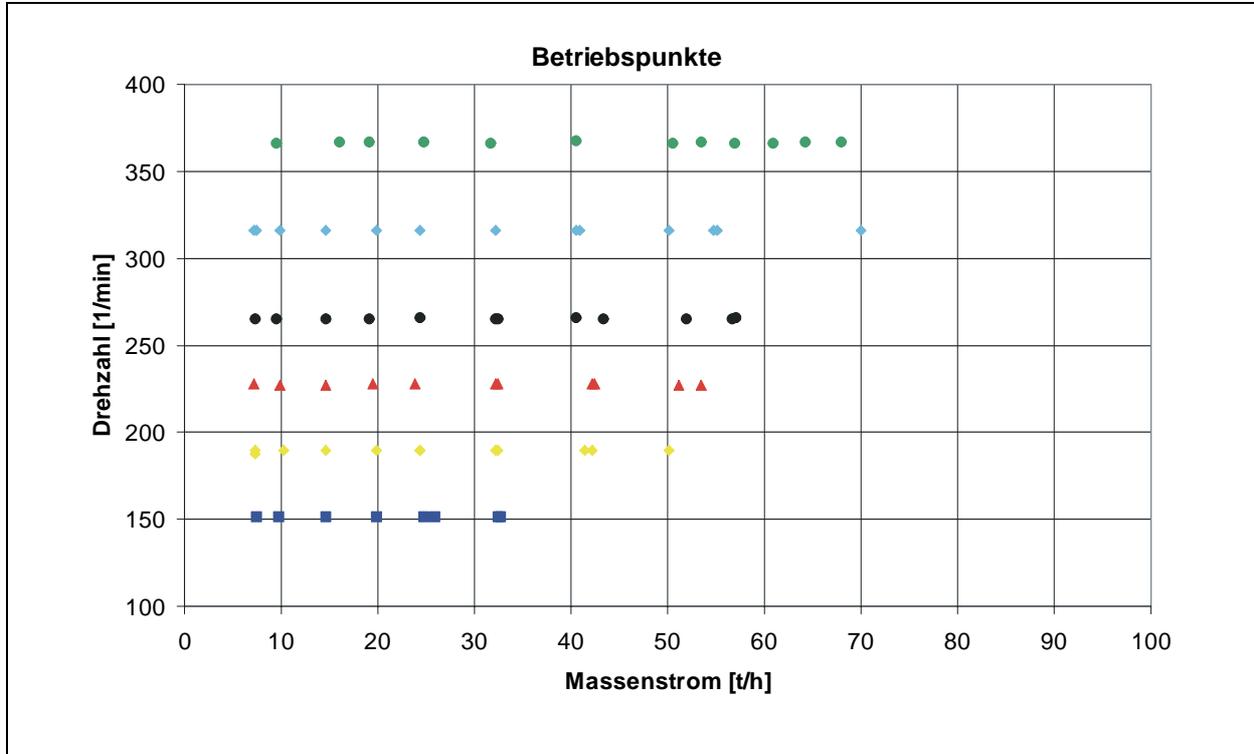
Schüttdichte:	640	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	7	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	42	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,51	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

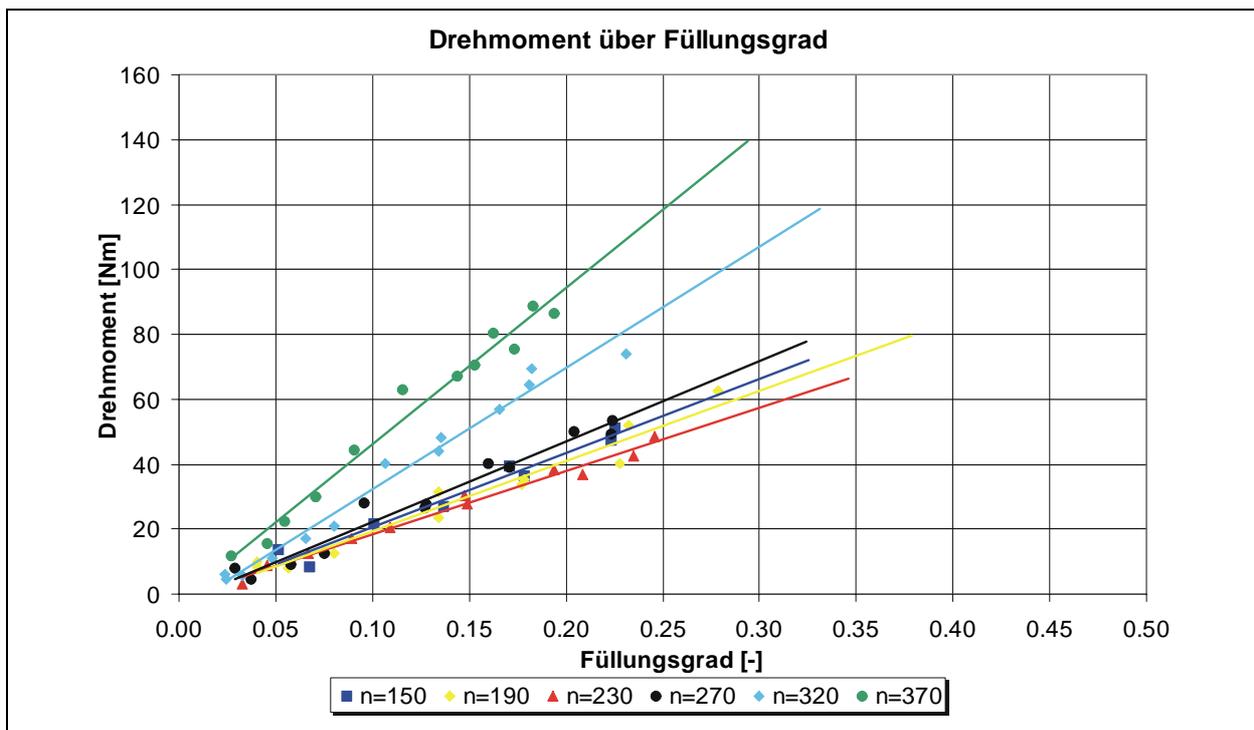


# K1 Sojaschrot (horizontal)

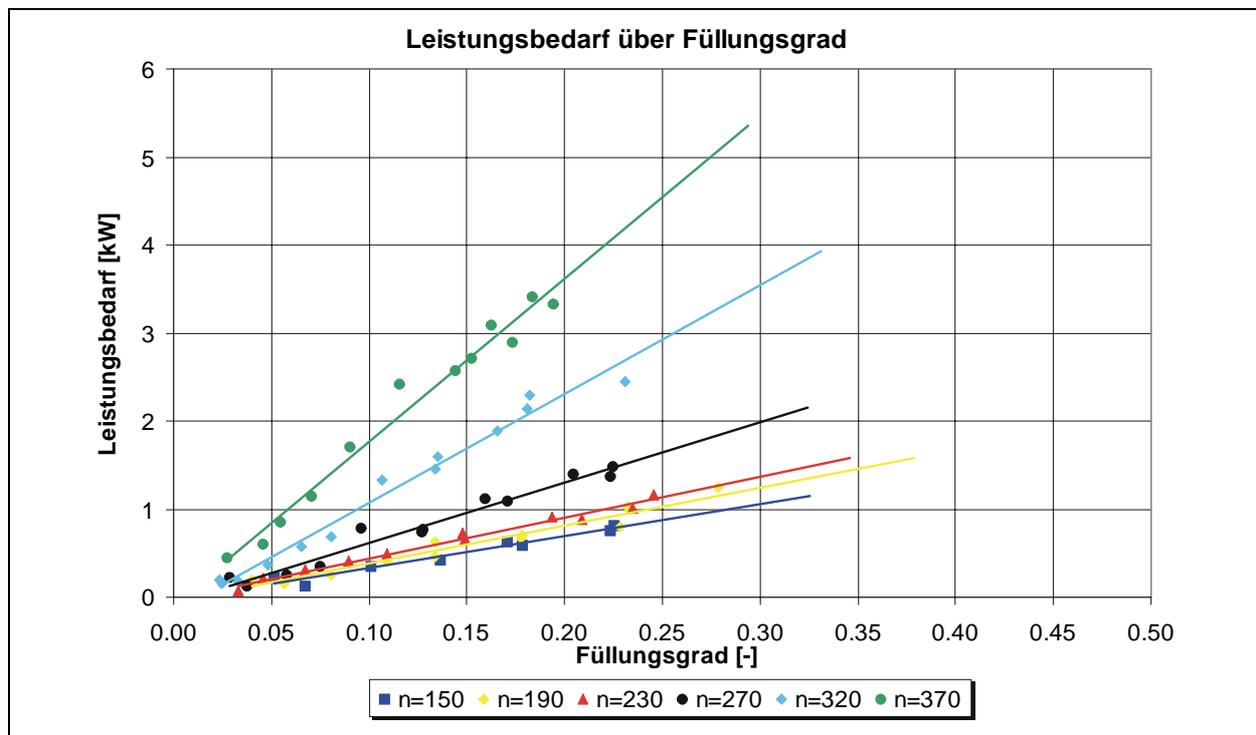
## ► Betriebspunkte



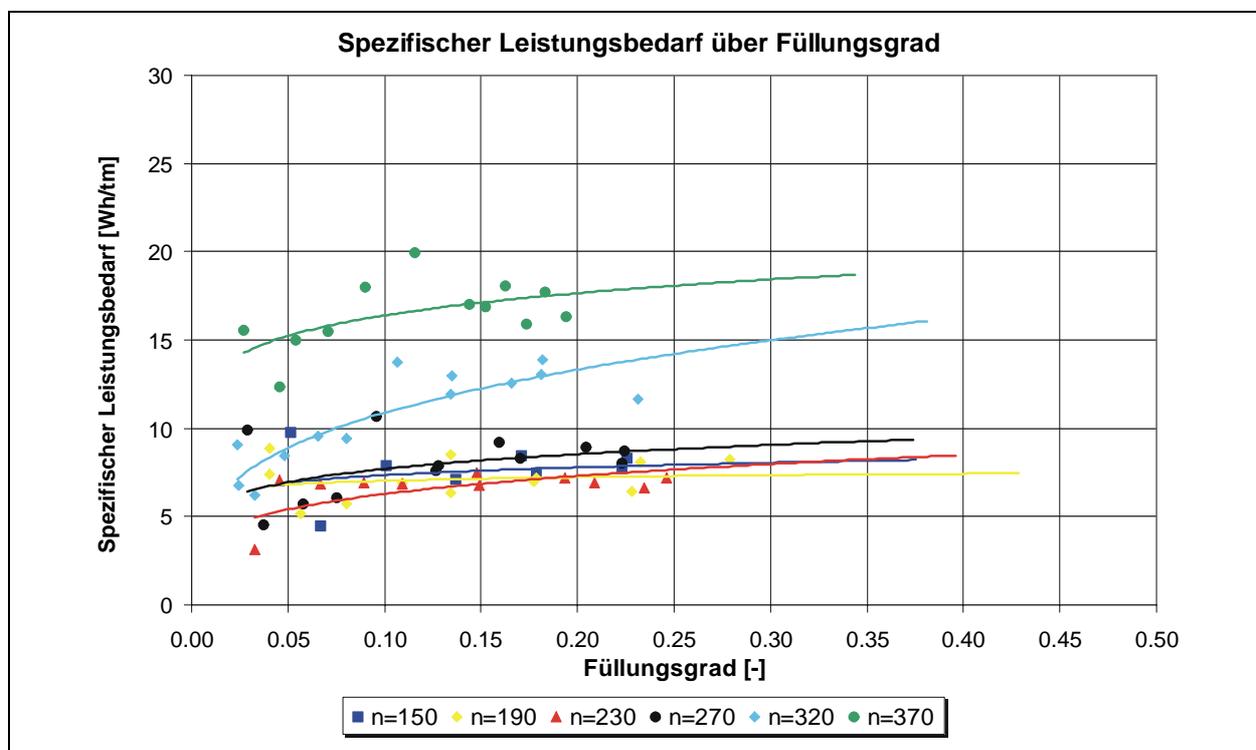
## ► M ( $\varphi$ )



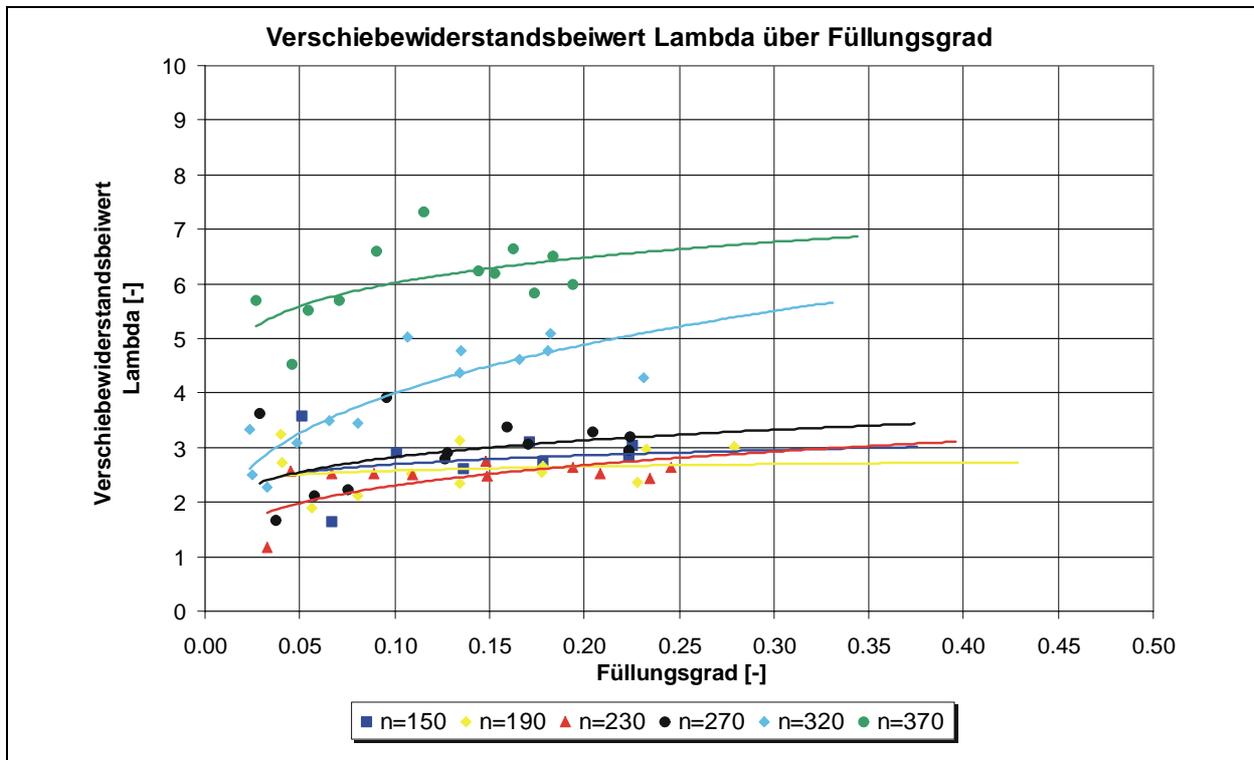
►  $P(\varphi)$



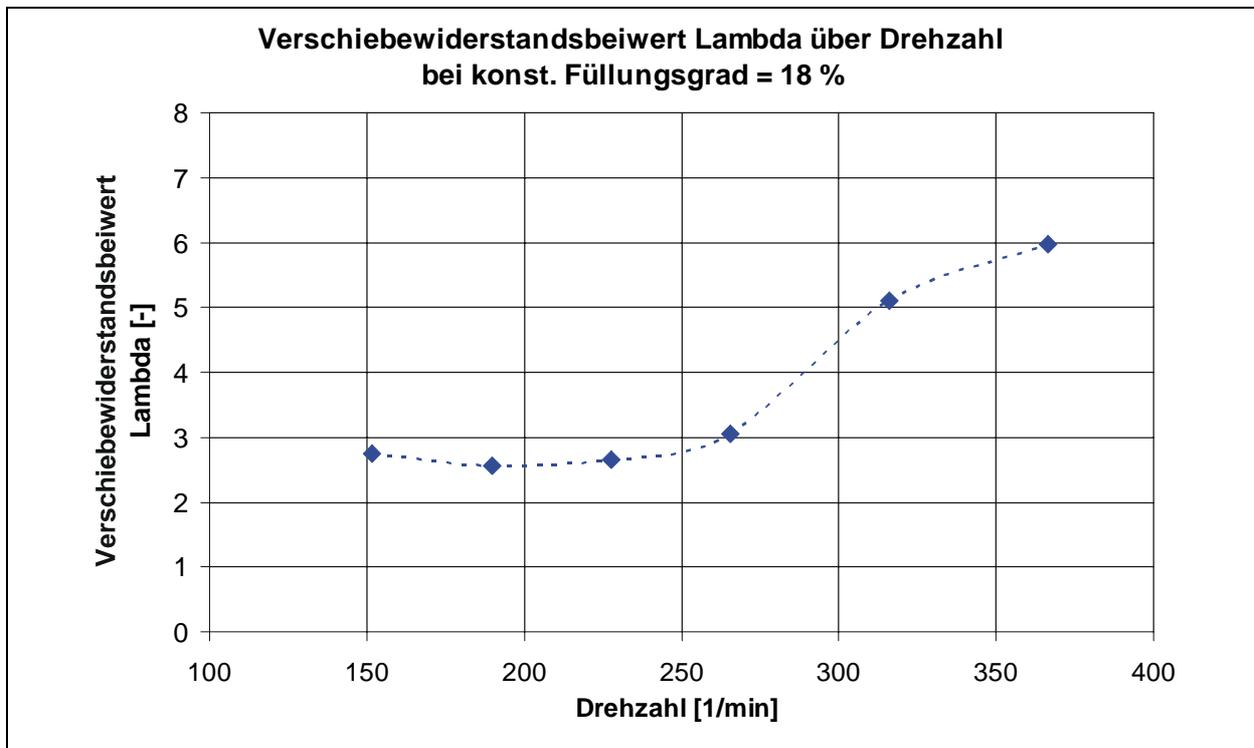
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $\lambda(\varphi)$

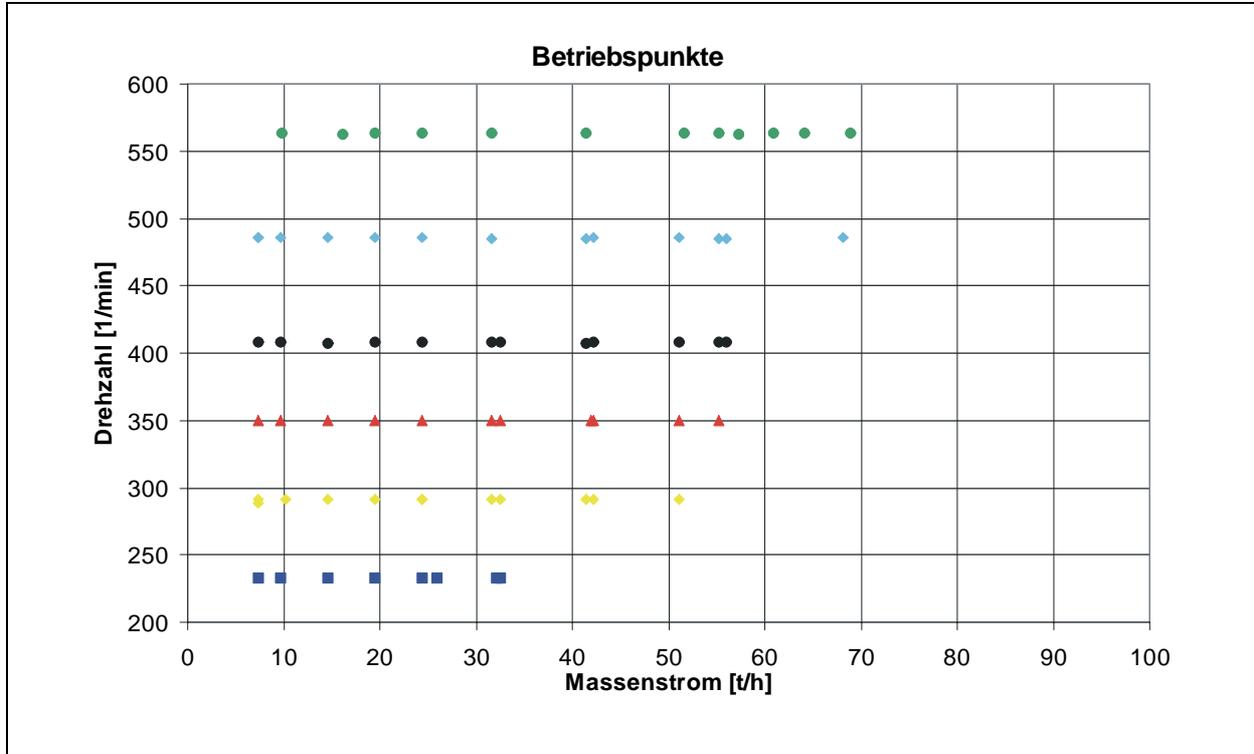


►  $\lambda(n)$

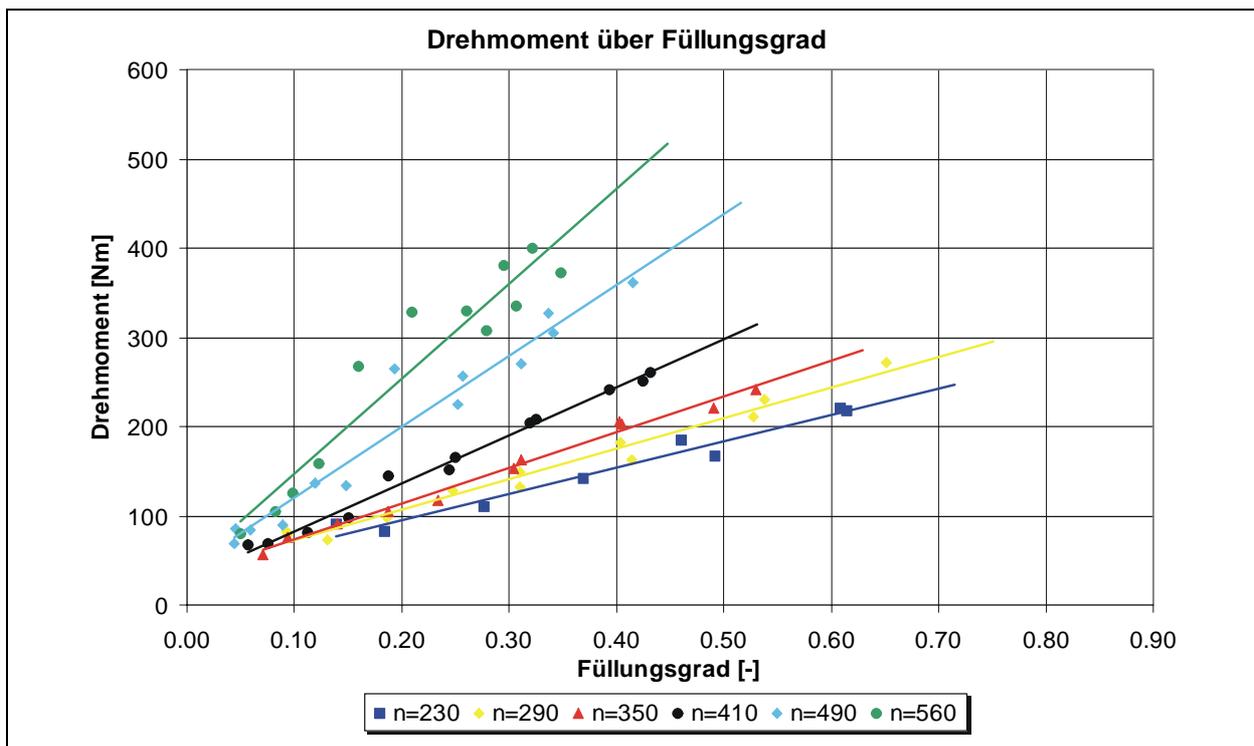


## K2 Sojaschrot (vertikal)

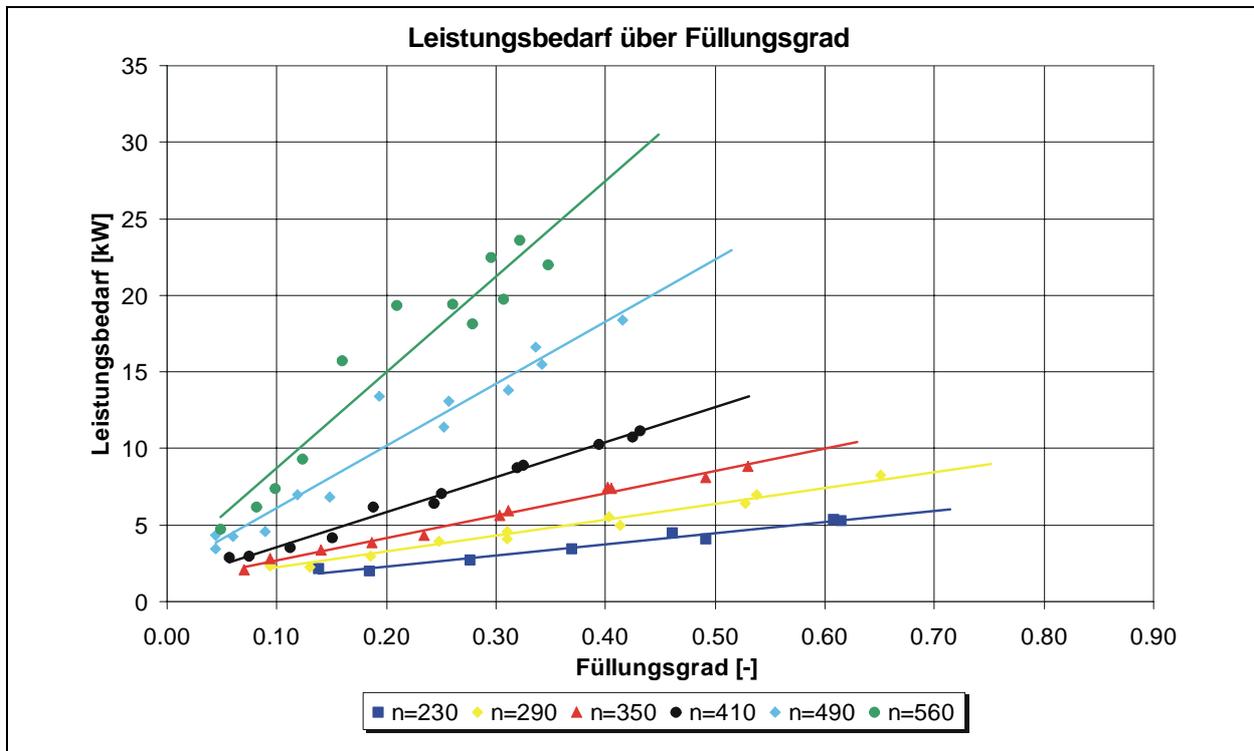
### ► Betriebspunkte



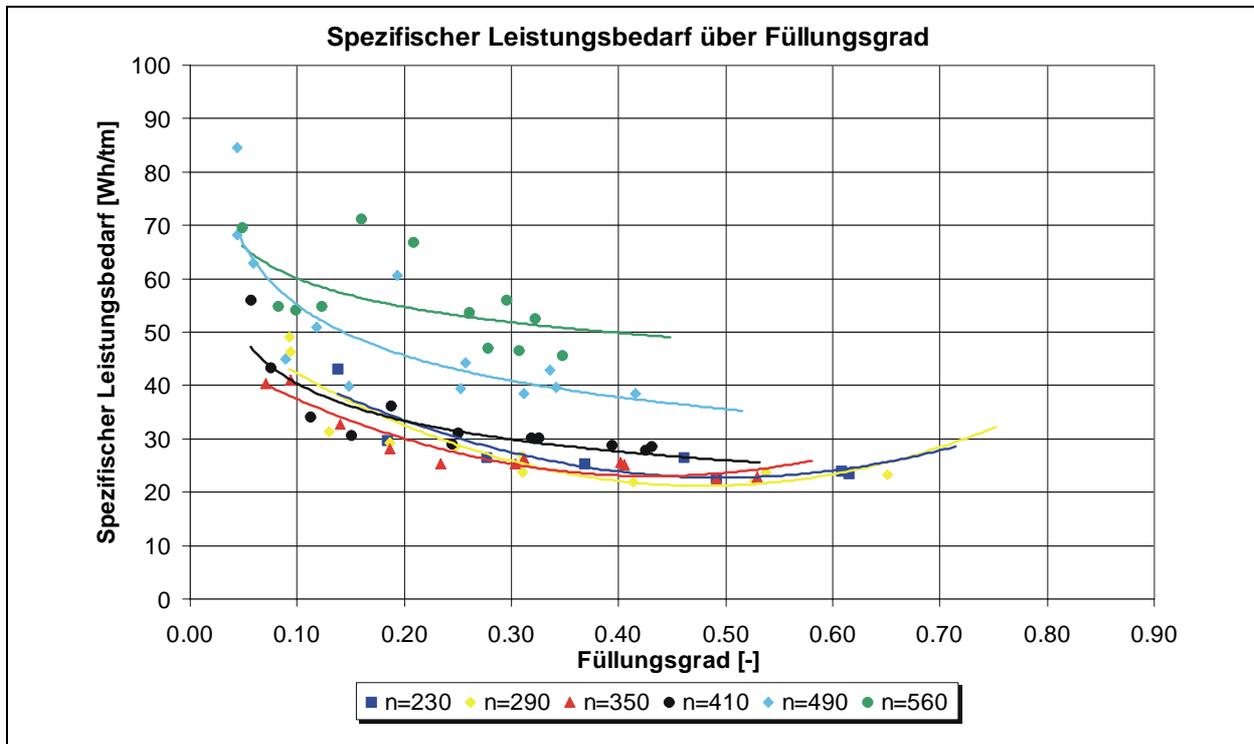
### ► M ( $\varphi$ )



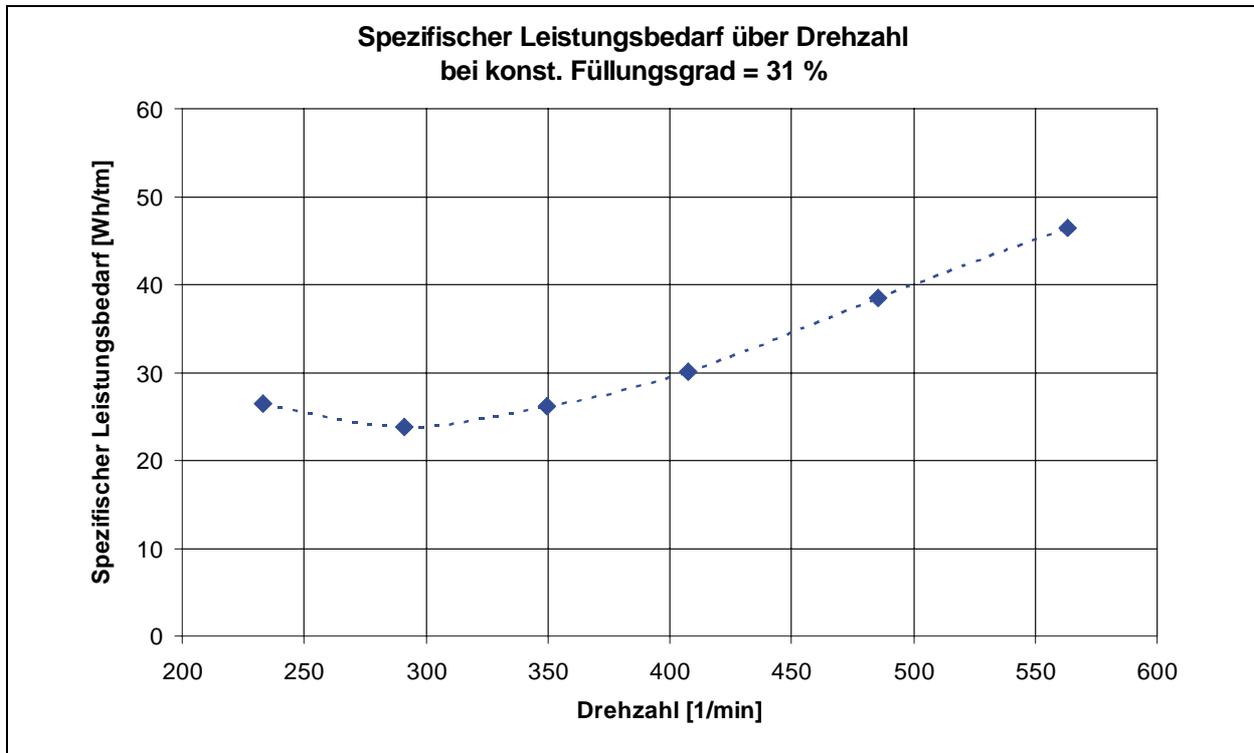
►  $P(\varphi)$



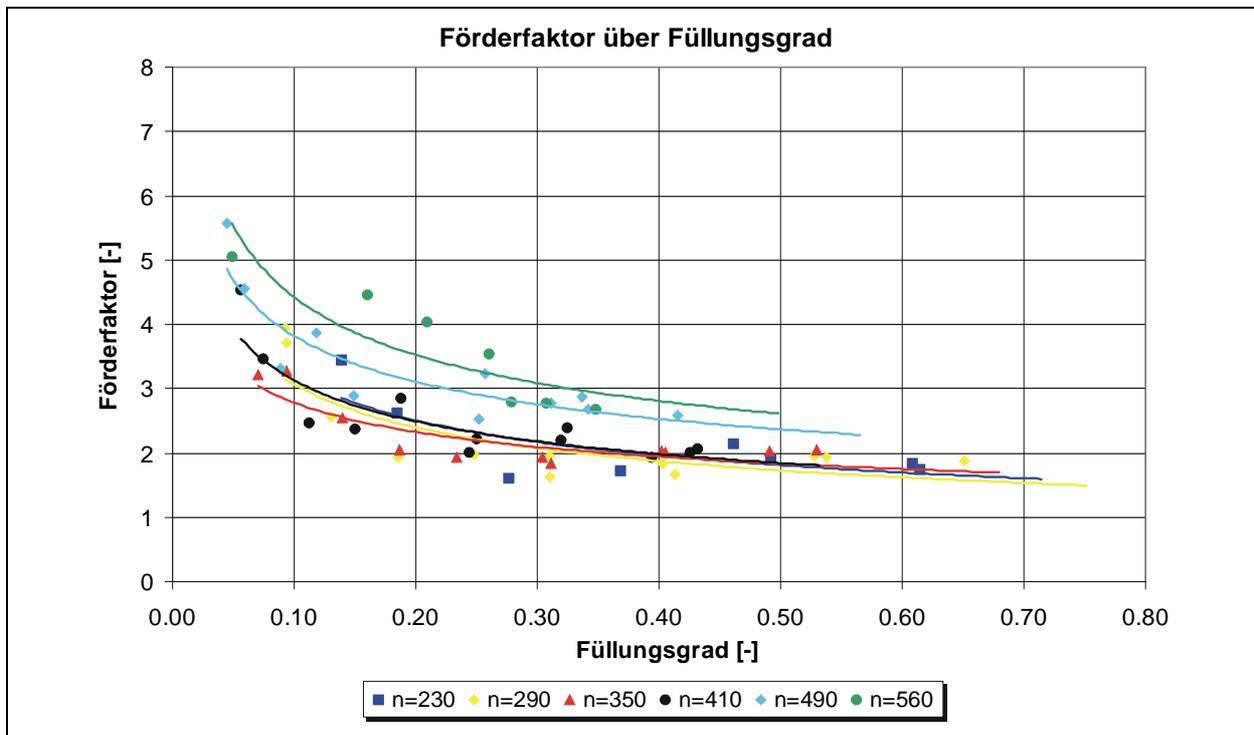
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$

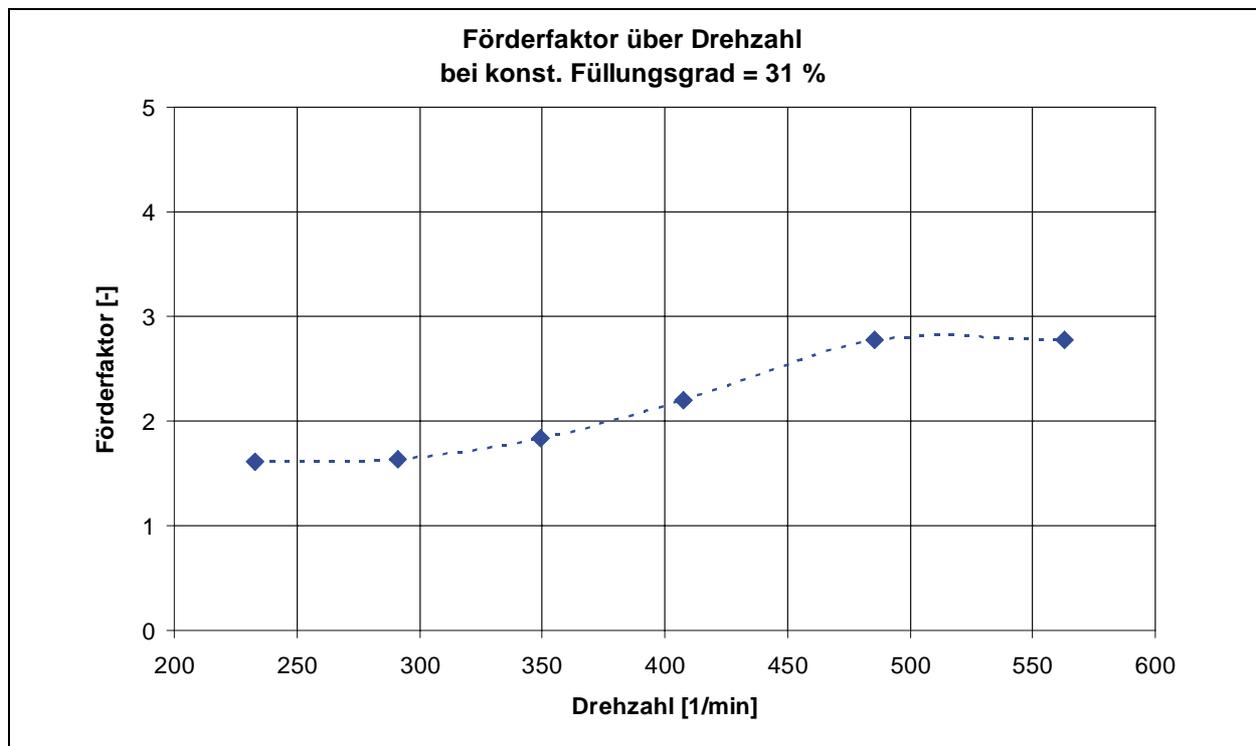


►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



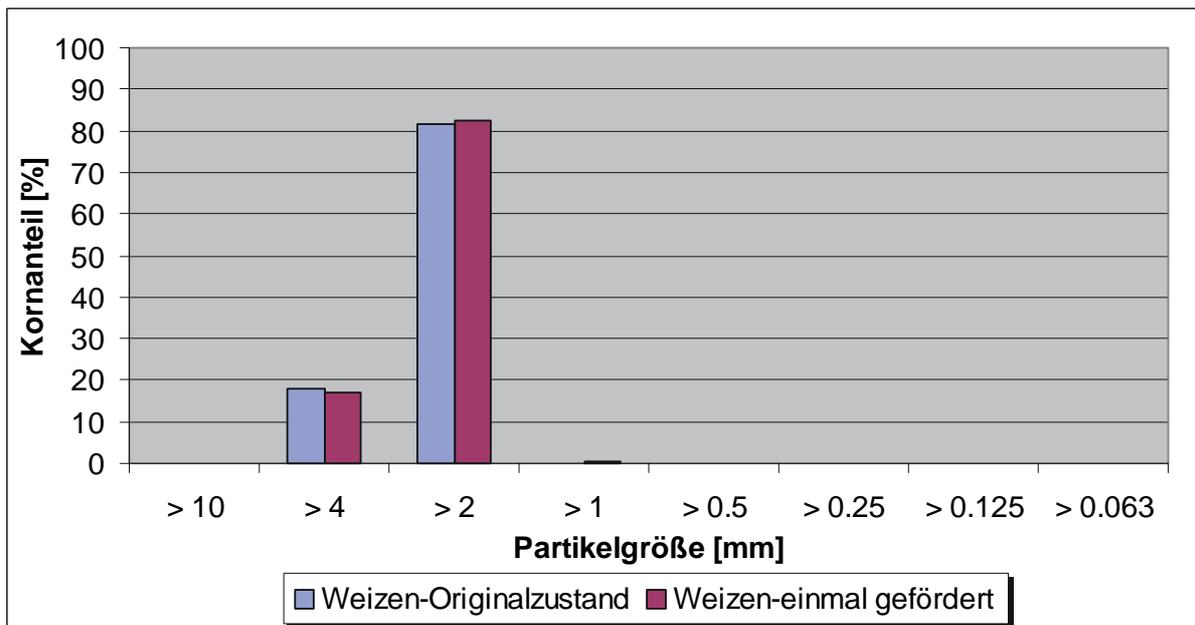
►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 

## Anhang L: Weizen

### ► Schüttgutkennwerte:

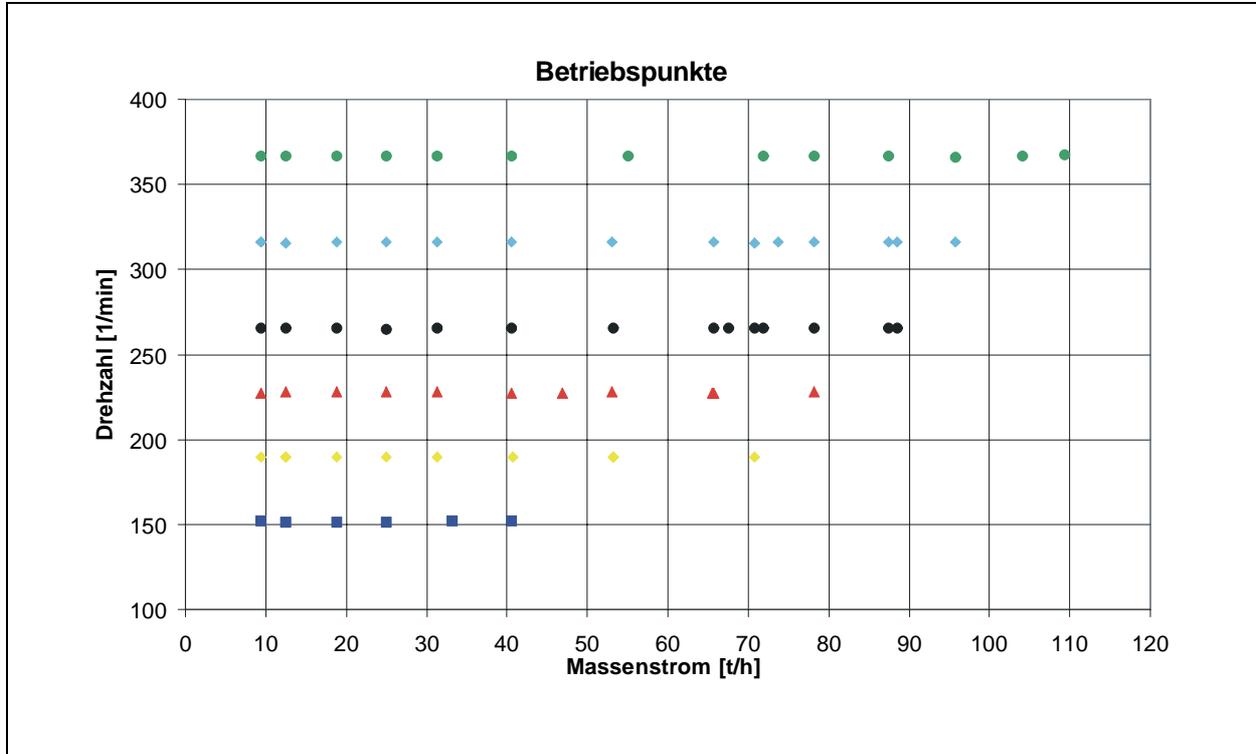
Schüttdichte:	820	[kg/m <sup>3</sup> ]
max. Korngröße:	8	[mm]
Böschungswinkel $\alpha$ :	29	[°]
Wandreibungskoeffizient:	0,40	[-]

### ► Korngrößenanalyse:

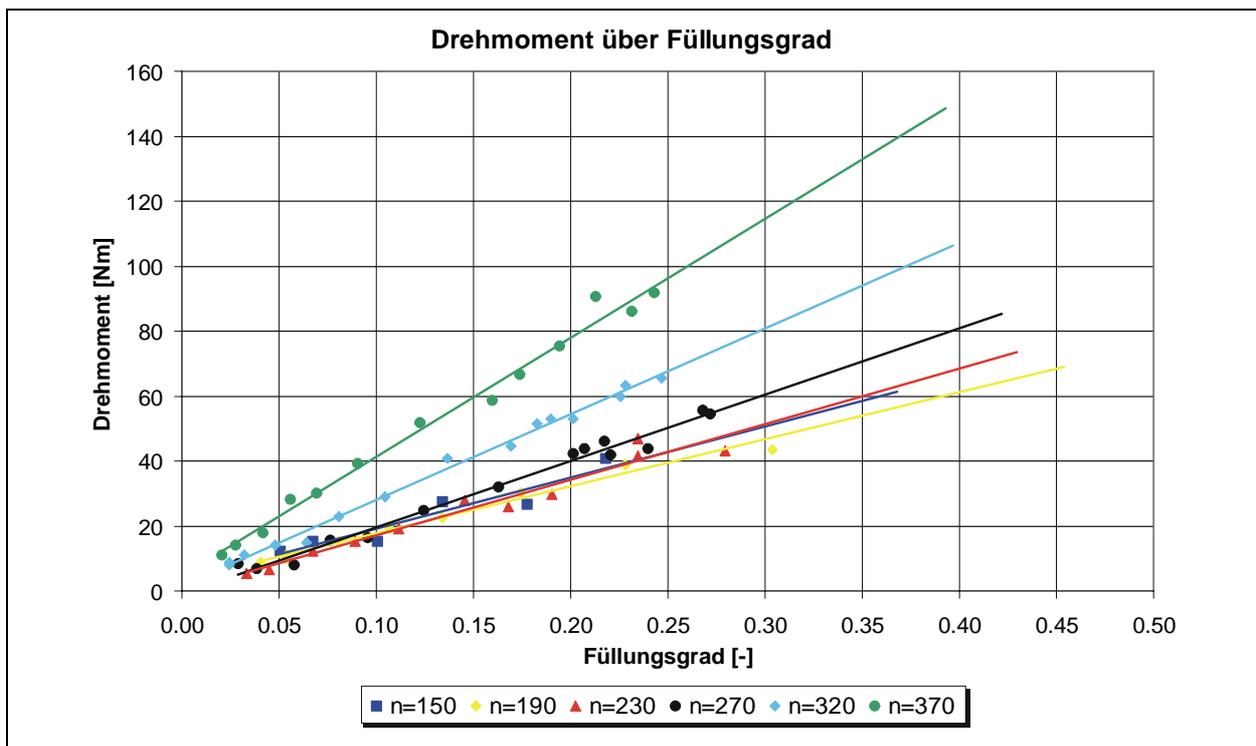


# L1 Weizen (horizontal)

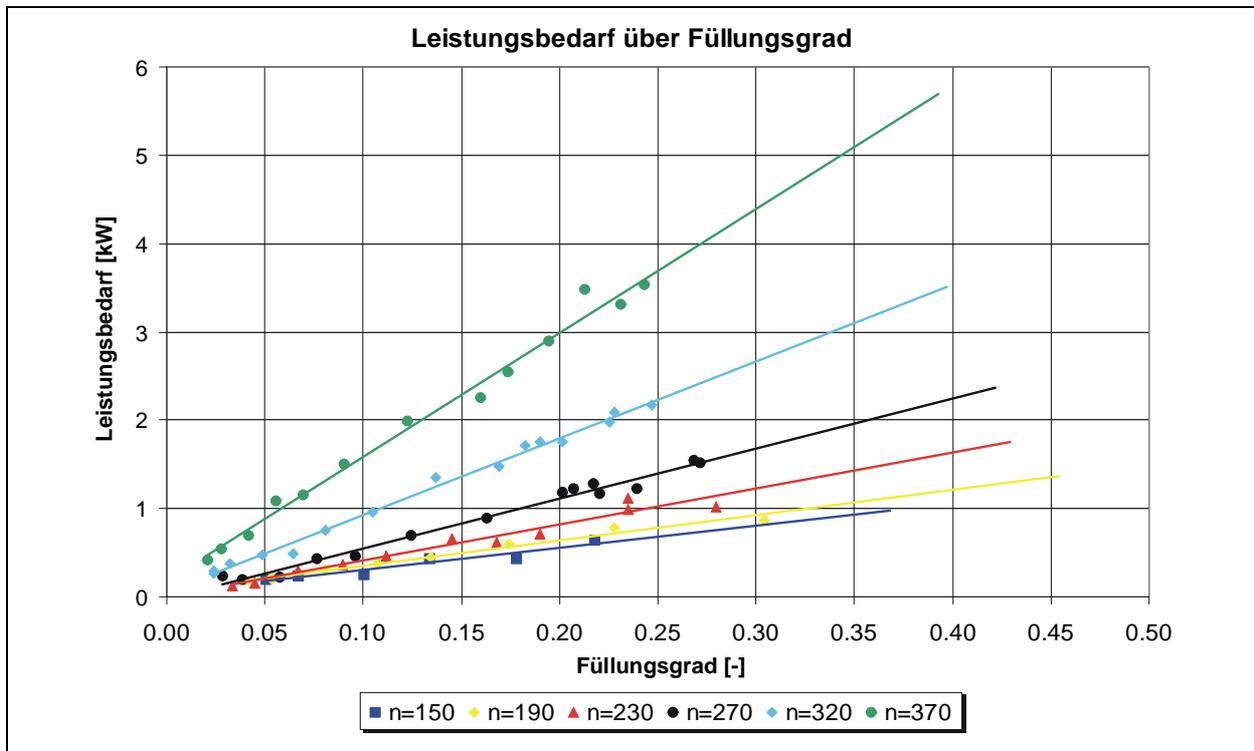
## ► Betriebspunkte



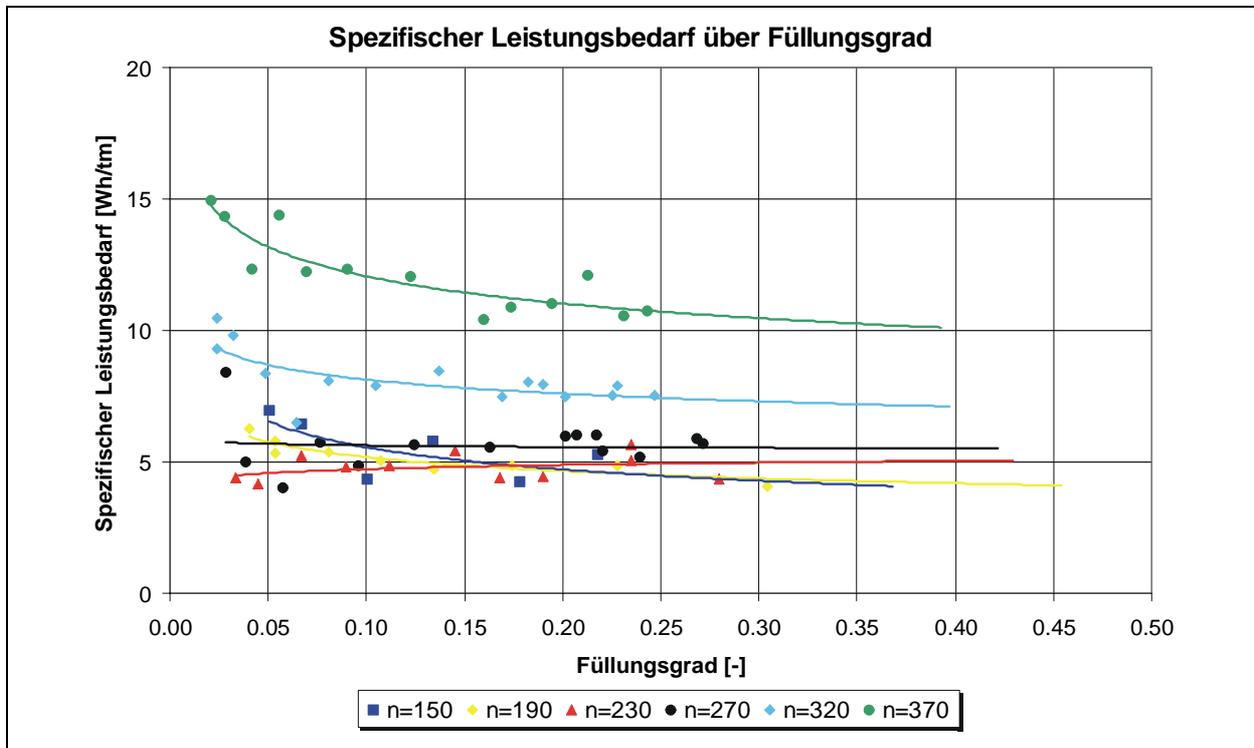
## ► M ( $\varphi$ )



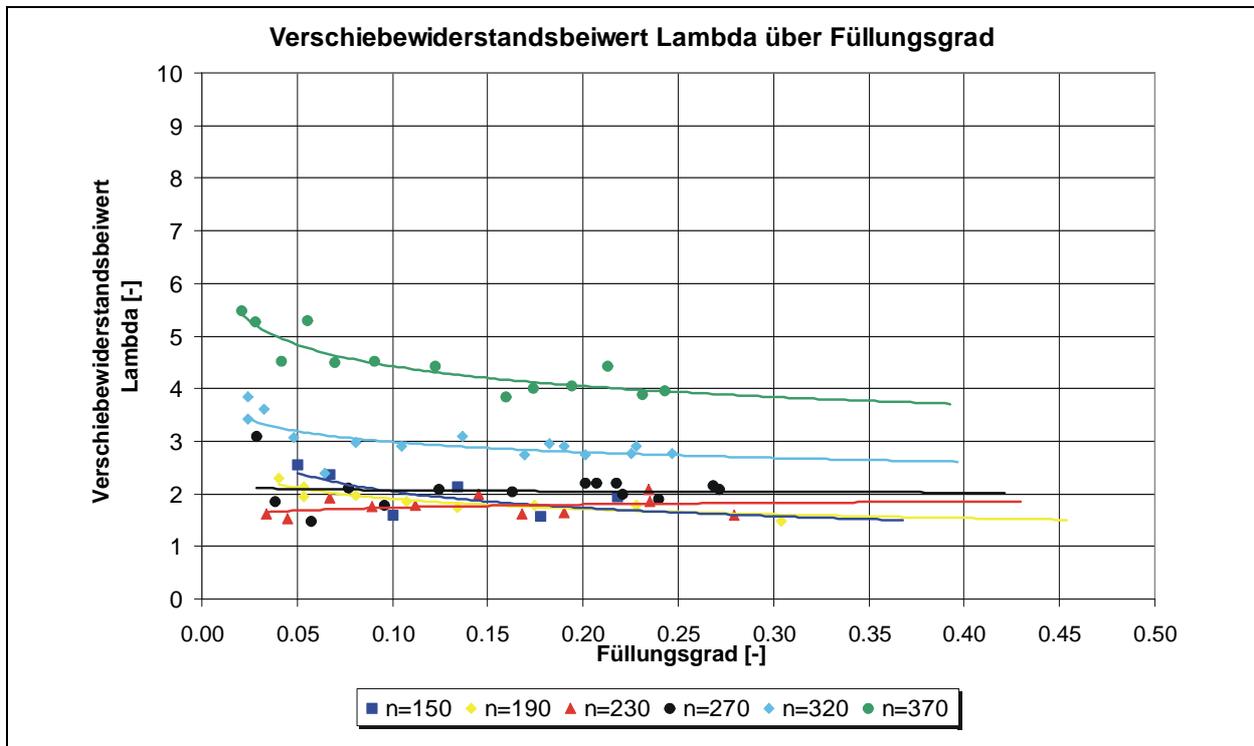
► **P (φ)**



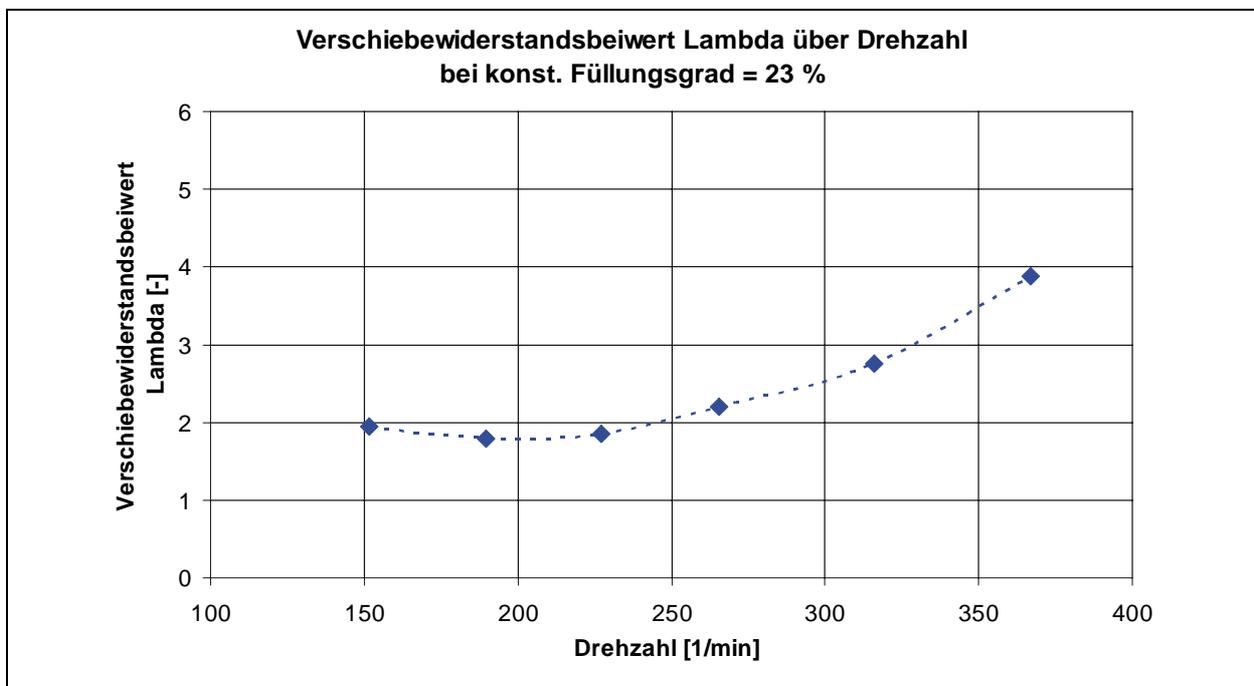
► **P<sub>spez</sub> (φ)**



►  $\lambda(\varphi)$

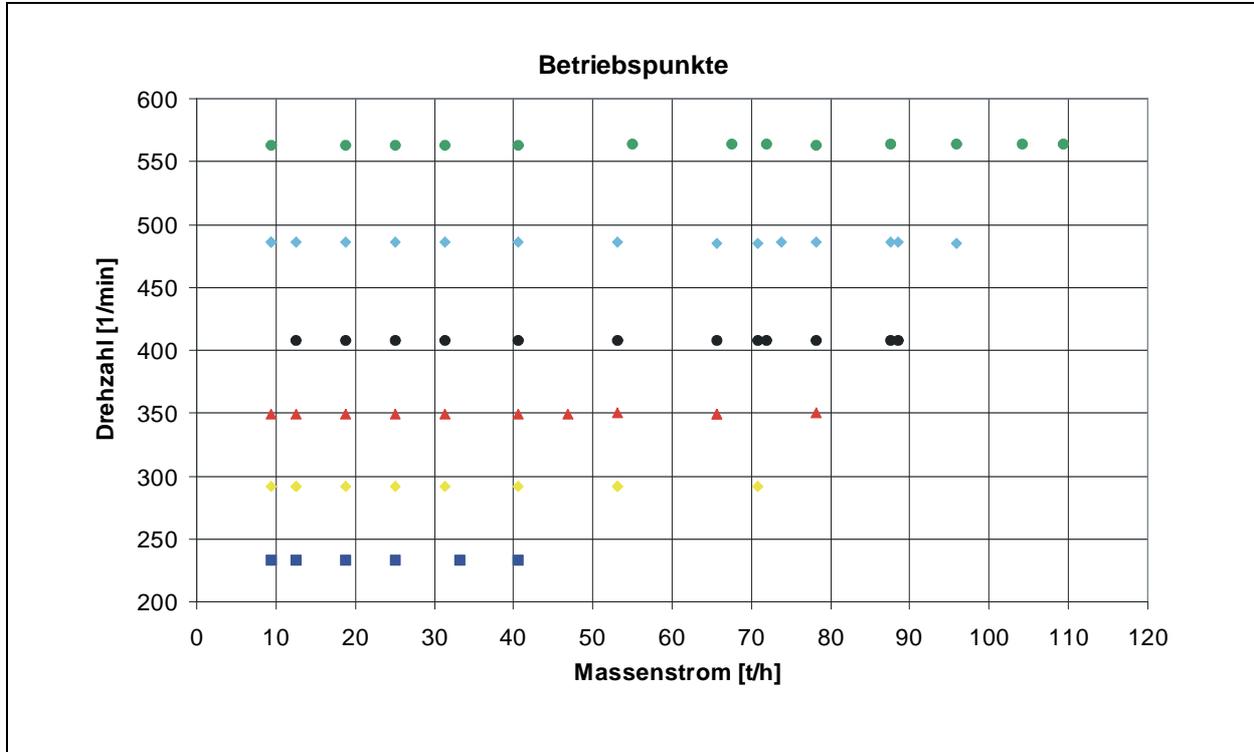


►  $\lambda(n)$

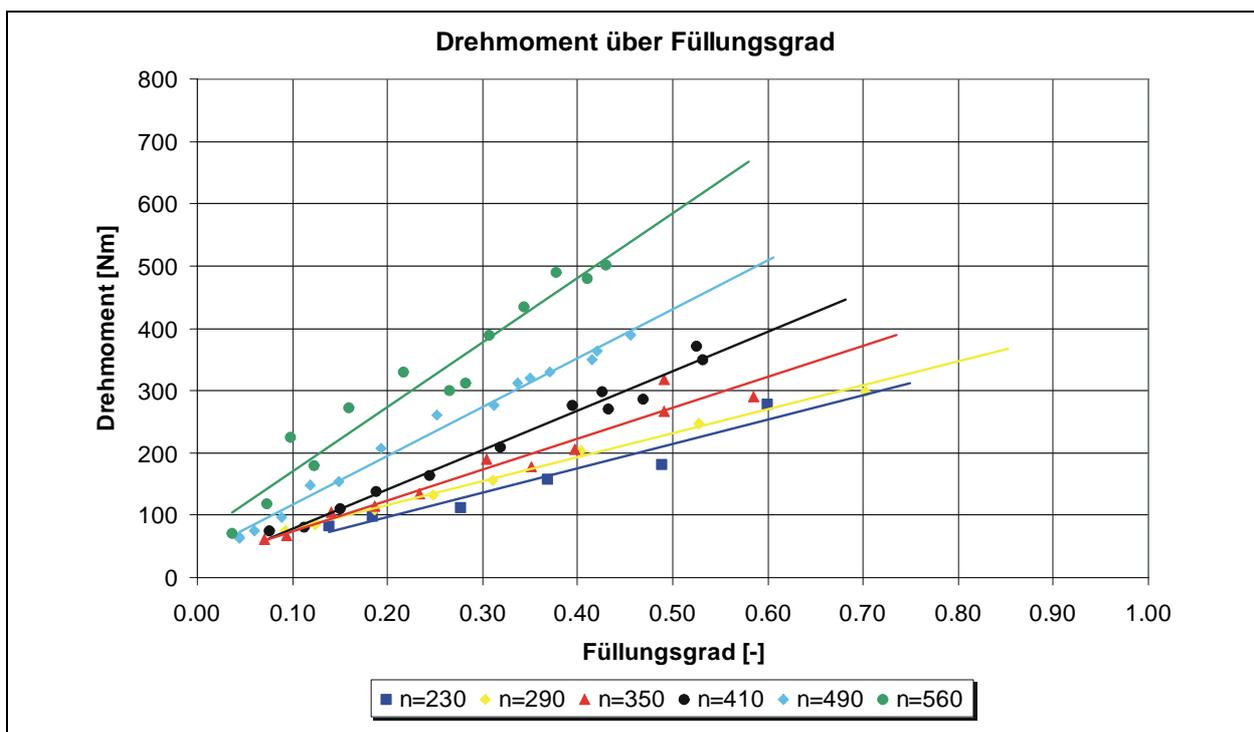


## L2 Weizen (vertikal)

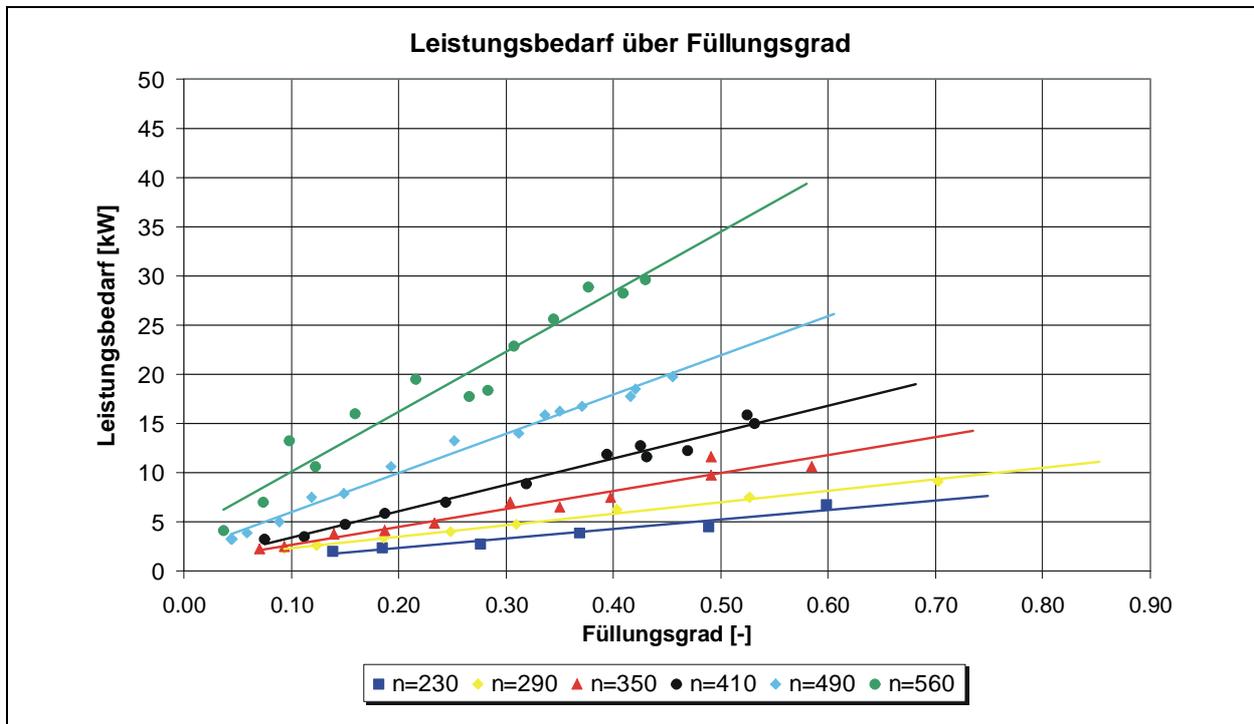
### ► Betriebspunkte



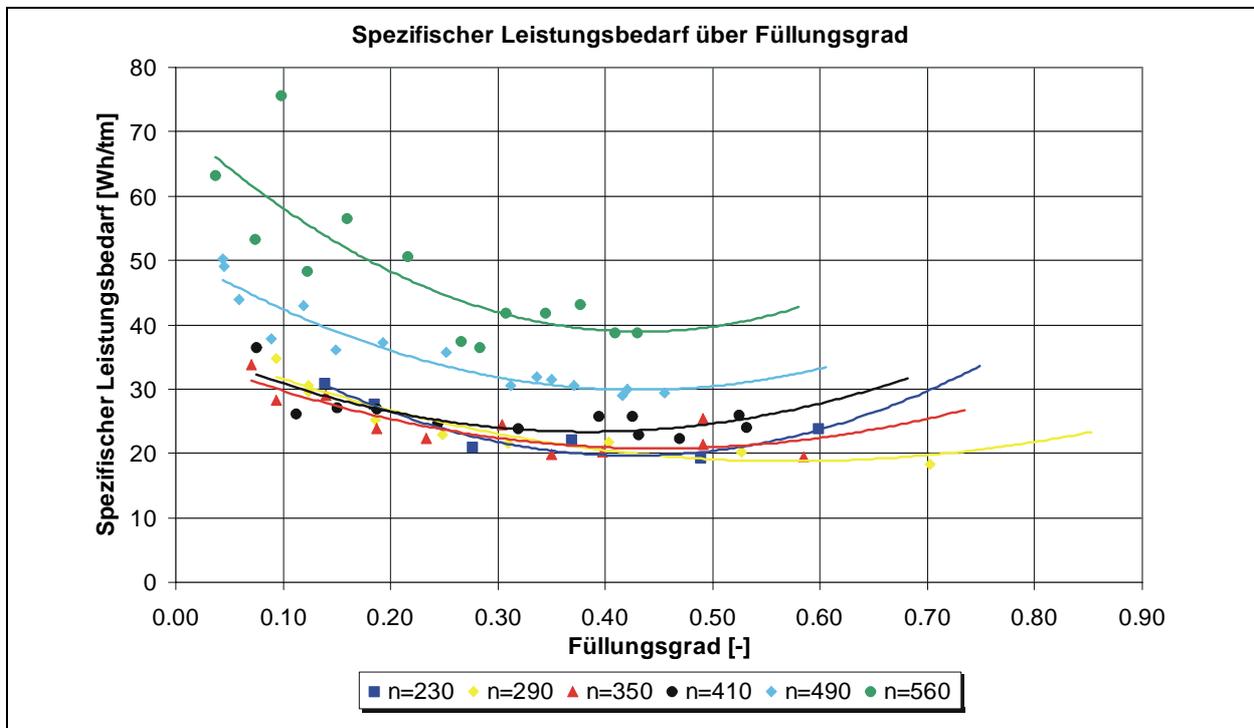
### ► M ( $\varphi$ )



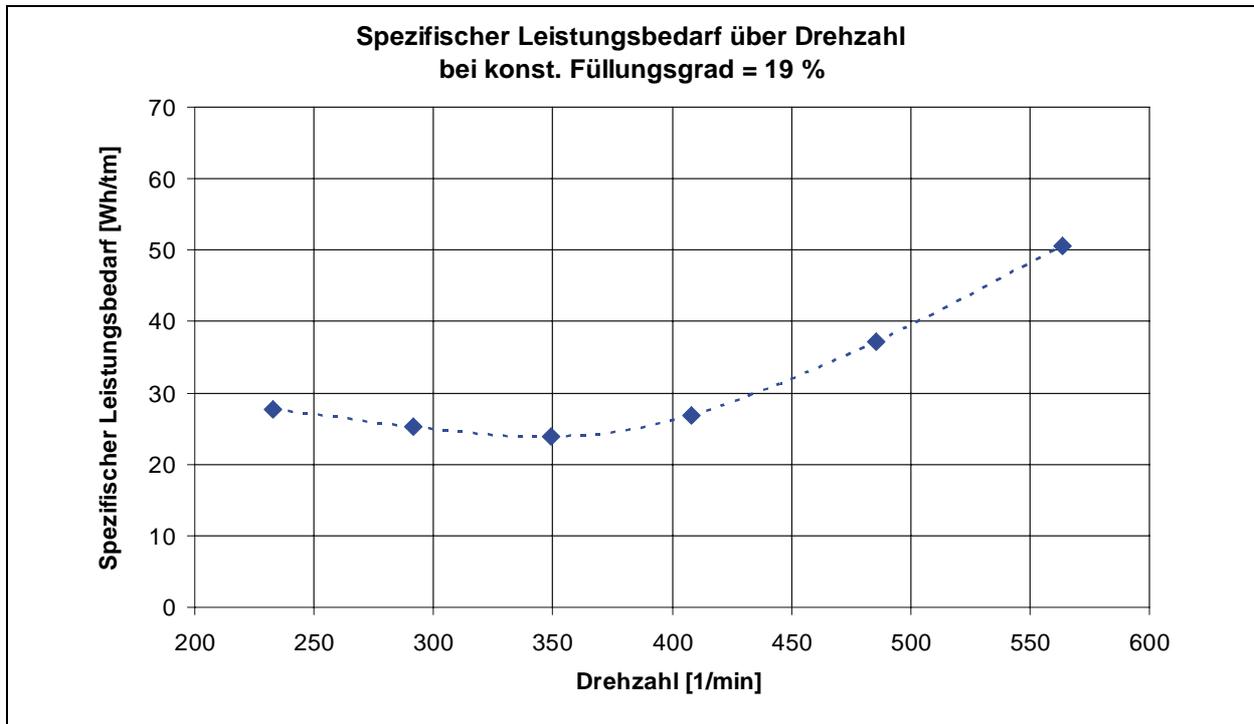
►  $P(\varphi)$



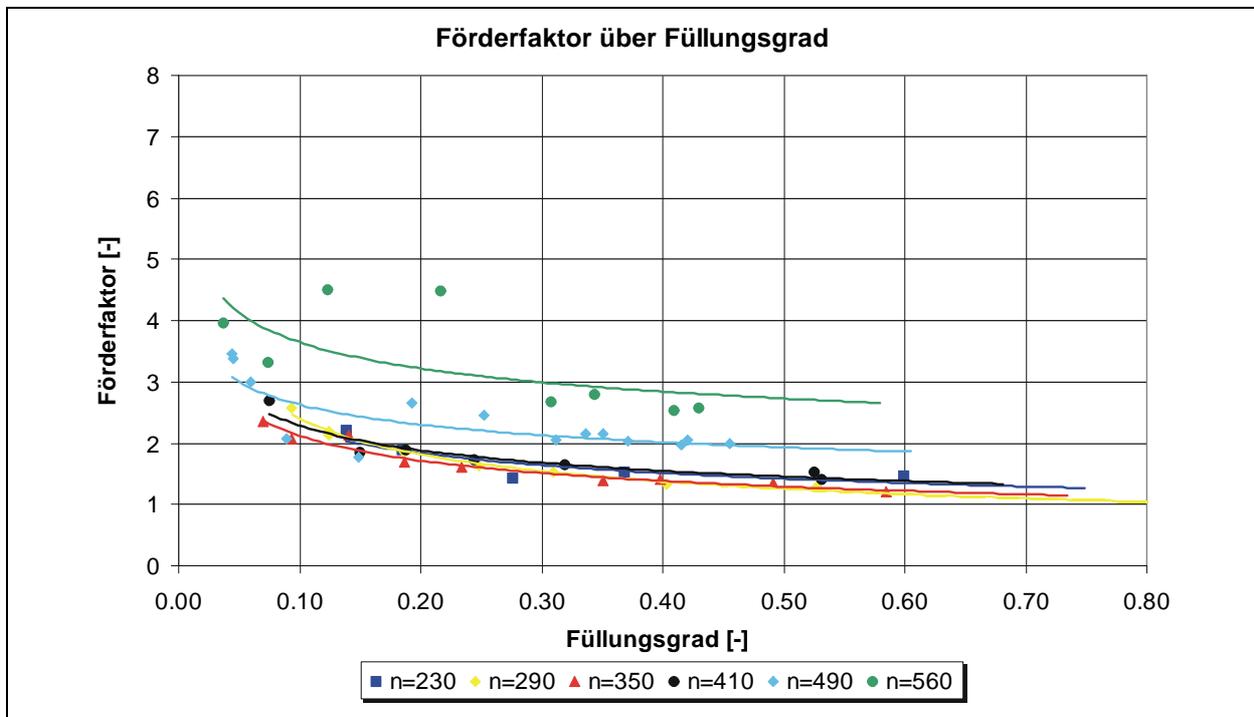
►  $P_{\text{spez}}(\varphi)$



►  $P_{\text{spez}} (n)$



►  $\lambda_{\text{vert}} (\varphi)$



►  $\lambda_{\text{vert}}(n)$ 